

СПРАВОЧНИК ПО КРАНАМ

В 2-х томах

СПРАВОЧНИК ПО КРАНАМ

ТОМ 1

Характеристики материалов
и нагрузок,
Основы расчета кранов,
их приводов и металлических
конструкций

Под общей редакцией
д-ра техн. наук проф.
М. М. Гохберга



Москва
«Машинostroение»
1988

ББК 34.42я2
С74
УДК 621.873 (031)

Авторы тома: В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин,
А. А. Ковин, А. Н. Орлов, Б. И. Плавник, Л. Г. Серлин,
В. Ф. Сиротский, С. А. Соколов, А. И. Тархов,

В. Н. Юшкевич

Рецензенты: В. А. Васильев, И. С. Мазовер, А. М. Пумпян,
Н. В. Степанов

**Справочник по кранам: В 2 т. Т. 1. Характеристики ма-
териалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов
и металлических конструкций/В. И. Брауде, М. М. Гохберг,
И. Е. Звягин и др.; Под общ. ред. М. М. Гохберга.— М.:
Машиностроение, 1988.— 536 с.: ил.**

ISBN 5-217-00288-3

В справочнике рассмотрены характеристики материалов, действующие нагрузки, расчеты прочности, жесткости и производительности, общие требования и конструктивное исполнение электрических, гидравлических, пневматических и ручных приводов. Изложены основные положения расчета и конструирования металлических конструкций мостовых, козловых, порталных, башенных, молотовидных и кабельных кранов, а также стрел, мачт, кабин и подкрановых путей.

Книга рассчитана на инженеров-конструкторов и инженеров-механиков проектных организаций и предприятий.

С $\frac{3601030000-269}{038(01)-88}$ 269-88

ББК 34.42я2

ISBN 5-217-00288-3 © Издательство «Машиностроение», 1988
ISBN 5-217-00287-5

*Светлой памяти
профессора А. И. Дукельского
посвящают эту книгу авторы*

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий справочник структурно аналогичен широко известному «Справочнику по кранам» под ред. профессора А. И. Дукельского, вышедшему 2-м изданием в 1971 г. (1-й том) и в 1973 г. (2-й том).

За последние годы в области теории краностроения достигнуты крупные успехи, что нашло отражение в настоящем справочнике. Первый том дополнен материалами о нагрузках, о раскачивании груза на пространственных канатных подвесах, в нем нашли отражение также вероятностные методы расчета в краностроении, метод расчета пределов выносливости элементов металлических конструкций, принципы оптимального проектирования крановых металлических конструкций и др.

Ввиду многообразия типов кранов материал справочника в части механизмов и металлических конструкций представлен в обобщенном виде по признаку конструктивных форм, а не кранов.

Особое внимание в настоящем томе уделено вопросам, связанным с расчетными нагрузками; расчетам на прочность при максимальных напряжениях и при напряжениях, переменных во времени (на сопротивление усталости), и общим расчетам. Расчет металлических конструкций дан по современному методу предельных состояний, а также и по широко еще используемому методу допускаемых напряжений.

Сведения по приводам крановых механизмов ограничены материалами, необходимыми для инженеров-механиков, занимающихся проектированием и эксплуатацией кранов.

При составлении справочника использованы опыт конструкторских бюро краностроительных заводов (в особенности Ленинградского завода ПТО им. С. М. Кирова, специалисты которого являются рецензентами данного справочника), результаты исследовательских работ втузов и институтов (ВНИИПТмаш и ВНИИстройдормаш) и передовой опыт эксплуатации кранов в промышленности и на транспорте.

В конце справочника приведен список общей литературы; в этом случае при ссылках перед номером книги в квадратных

скобках помещают индекс «О», например [О.70]. Кроме того, в конце каждой главы помещен список дополнительной литературы, ссылки на которую, как обычно, помещают в квадратных скобках.

Единицы технических величин даны в СИ. Для удобства читателей, которым в литературе будут встречаться размерности технических величин в старой системе МКГСС, для перевода их в единицы новой системы СИ можно с достаточной для практики точностью (2 %) считать $1 \text{ кгс} \approx 10 \text{ Н}$; $1 \text{ тс} \approx 10 \text{ кН}$; $1 \text{ кгс/см}^2 \approx 10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}$; $1 \text{ кгс/мм}^2 \approx 10^7 \text{ Па} = 10 \text{ МПа}$; $1 \text{ кгс}\cdot\text{м} \text{ (работа)} \approx 10 \text{ Дж}$ ($1 \text{ Нм} = 1 \text{ Дж}$); 1 кгсм/с (мощность) $\approx 10 \text{ Вт}$ ($1 \text{ Нм/с} = 1 \text{ Вт}$); $1 \text{ л. с.} \approx 736 \text{ Вт}$.

М. М. Гохберг

Раздел

Глава 1

ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ И НАГРУЗОК. ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ КРАНОВ

Характеристики материалов

1.1. Стали для металлических конструкций

Стали, применяемые для изготовления металлоконструкций, должны удовлетворять требованиям государственных стандартов и иметь сертификаты. Углеродистые стали (ГОСТ 380—71*) в зависимости от назначения и гарантируемых характеристик подразделяются на группу А, поставляемую по механическим свойствам, группу Б, поставляемую по химическому составу, и группу В, поставляемую по механическим свойствам и с отдельными требованиями по химическому составу, и могут изготавливаться как мартеновским, так и конверторным способом. В обозначении марок сталей буквы Ст означают «сталь», цифры 2, 3, 4 — условный номер марки в зависимости от химического состава и механических свойств. Для обозначения степени раскисления к обозначению марки стали после номера марки добавляют индексы: кп — кипящая, пс — полуспокойная, сп — спокойная. Углеродистая сталь для изготавливаемых с помощью сварки или привариваемых несущих металлических конструкций должна содержать углерода не более 0,22 %, а для привариваемых литых деталей — не более 0,25 %.

В основу обозначения марок низколегированных сталей положен их химический состав. Число, стоящее перед буквенными обозначениями, соответствует среднему содержанию углерода в сотых долях процента. Отдельные компоненты, входящие в состав сталей, имеют следующие обозначения: марганец — Г, кремний — С, хром — Х, никель — Н, медь — Д, азот — А, ванадий — Ф, молибден — М, алюминий — Ю, углерод — У. Цифры после букв указывают процентное содержание соответствующего элемента в целых единицах. Если количество какого-либо компонента составляет менее 0,3 %, то такой компонент в обозначение стали не вносится. По сравнению с углеродистыми сталями они имеют более высокие механические характеристики (временное сопротивление и предел текучести), повышенную хладостойкость, лучшую износостойкость, нормальную свариваемость, но большие значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений (см. разд. I, гл. 5). Поэтому часто применение низколегированных сталей неэффективно в случае, если определяющим является не прочность от действия наибольших нагрузок, а долговечность от действия переменных нагрузок.

Для правильного выбора марки стали и ее качества (для углеродистых сталей применение спокойной, полуспокойной или кипящей стали) следует учитывать опасность хрупкого разрушения [О.21, О.57, 2, 3, 5, 6, 13]. Для появления хрупкой трещины определяющими являются обстоятельства, снижающие пластичность, а именно: трехосное напряженное состояние (по этой причине наибольшая толщина проката в сварных элементах из малоуглеродистой стали не должна превышать 50 мм, из низколегированной — 40 мм [9]), низкие температура и ударная нагрузка. Номинальные разрушающие напряжения при этом могут составлять 0,1—0,8 от предела текучести стали [6]. Стали для сварных металлических конструкций кранов должны соответствовать указанным в табл. I.1.1—I.1.6, где под толщиной проката следует понимать: для листов — толщину листа, для уголков — толщину полки, для труб — толщину стенки трубы, для швеллеров и двутавров — величину t из соответствующих стандартов.

В табл. I.1.1 приведены малоуглеродистые стали для конструкций грузоподъемных кранов по данным РТМ 24.090.52—85 (материалы для сварных металлических конструкций) для расчетной температуры до -20°C . Ударная вязкость малоуглеродистых сталей приведена в табл. I.1.2, а стали для вспомогательных элементов конструкций — в табл. I.1.3.

Для несущих сварных металлических конструкций кранов с расчетной температурой -20°C , а также для снижения металлоемкости кранов с расчетной температурой выше -20°C рекомендуется применять низколегированные стали в соответствии с данными по температуре в табл. I.1.4 (от -20 до -40°C), в табл. I.1.5 (от -40 до -65°C) и в табл. I.1.6 [О.7, 13]. Для металлических конструкций кранов, предназначенных для эксплуатации в районах с влажным тропическим климатом и в атмосфере с повышенной коррозионной активностью, следует применять стали с гарантированным содержанием меди (в марочное обозначение сталей входит буква Д), отличающиеся повышенной коррозионной стойкостью.

В сварных соединениях кранов всех типов, работающих при расчетной температуре до -20°C , допускается применять сочетание малоуглеродистых и низколегированных сталей.

Из сталей высокой прочности для сварных конструкций козловых кранов большой грузоподъемности найдено применение сталь 12ГН2МФАЮ [4] с механическими характеристиками: $\sigma_b = (690 \div 880)$ МПа, $\sigma_T = 590 \div 780$ МПа, $\delta_5 = 14\%$, ударная вязкость $a_n = 30$ Дж/см² при -70°C .

Стоимость листовой стали от стоимости стали марки ВСт3 (130 руб./т) согласно Прейскуранту № 01—10 составляет: 09Г2С — 115% (150 руб./т), 10ХСНД — 170% (220 руб./т).

Материалы заклепок, болтов и электродов для металлических конструкций приведены в табл. I.1.7, а механические свойства применяемых для конструкций сталей — в табл. I.1.1, I.1.2 и I.1.6.

I.1.1. Малоуглеродистые стали для конструкций грузоподъемных кранов (РТМ 24.090.52—85)

Марка и категория стали ¹	Область применения	Механические свойства при растяжении			ГОСТ или ТУ	Вид и толщина проката, мм
		Временное сопротивление разрыву σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Относительное удлинение δ_5 , %		
ВСт3сп5	Несущие элементы конструкции, в том числе подкосы и кронштейны рабочих площадок, подвесы кабин	380—490	250 (До 20)	26 (До 20)	ГОСТ 380—71*	Листовой, широкополосный, фасонный, сортовой до 25
			240 (Св. 20 до 40)	25 (Св. 20 до 40)		
ВСт3пс5 ²		420—540	270 (До 20); 260 (Св. 20 до 40); 250 (Св. 40 до 100)	23 (Св. 40)		Листовой, широкополосный, фасонный до 16
			250 (До 20); 240 (Св. 20 до 40); 230 (Св. 40 до 100)	24 (До 20); 23 (Св. 20 до 40); 21 (Св. 40)		
ВСт3Гпс5 ³		380—500	250 (До 20)	26 (До 20)		Листовой, широкополосный, фасонный, сортовой до 25
			240 (Св. 20 до 40); 230 (Св. 40 до 100)	25 (Св. 20 до 40); 23 (Св. 40)		

Марка и категория стали ¹	Область применения	Механические свойства при растяжении				ГОСТ или ТУ	Вид и толщина проката, мм
		Временное сопротивление разрыву σ_B , МПа	Предел текучести $\sigma_{0.2}$, МПа (толщина, мм)	Относительное удлинение δ , %			
				(толщина, мм)			
16Д	Несущие элементы конструкций, в том числе подкосы и кронштейны рабочих площадок, подвесы кабин	380—520	240 (До 20) 230 (21—40) 220 (41—60)	26	ГОСТ 6713—75*	Листовой, широкополосный, фасонный, сортовой до 60	
20	Слабонагруженные элементы: элементы продольной жесткости балок, люлек, ремонтных и посадочных площадок, кронштейны, подставки для установок оборудования	420	250	21	ГОСТ 8731—74*, группы В, Г ⁴	Трубы бесшовные горячедеформированные до 45	
ВСт3сп2; ВСт3пс2; ВСт3Гпс2 ³ ; ВСт3сп3; ВСт3пс3; ВСт3Гпс3 ³		380—490	250	26	ГОСТ 380—71*	Листовой, широкополосный, фасонный, сортовой до 5	

¹ Цифры после указания степени раскисления (сп, пс) обозначают категории сталей: 2 — без проверки ударной вязкости, 3 — проверка ударной вязкости при +20 °С, 4 — то же при +20 °С, 5 — то же при —20 °С и после механического старения. Для краевых работ группы В, Г — 5К (табл. I.2.9).² Для обозначения полуспокойной стали с повышенным содержанием марганца к обозначению марки стали после номера марки добавляется буква Г.³ Показатели качества труб: группа В — механические свойства и химический состав, группа Г — механические свойства после термообработки и химический состав.

I.1.2. Магнитоупругие стали. Ударная вязкость (ГОСТ 380—71*)

Марка и категория стали	Вид проката	Расположение образца относительно проката	Толщина, мм	Ударная вязкость, Дж/см ² , не менее			Марка и категория стали	Вид проката	Расположение образца относительно проката	Толщина, мм	Ударная вязкость, Дж/см ² , не менее	
				при температуре, °С	после механического старения						при температуре, °С	после механического старения
					+20	-20						
ВСт3пс; ВСт3сп	Листовая сталь	Поперек	5—9	80	40	40	ВСт3Гпс	Вдоль	5—9	100	50	50
			10—25	70	30	30			10—25	80	30	30
			26—40	50	—	—			26—40	70	—	—
ВСт3пс; ВСт3сп	Широкополосная сталь	Вдоль	5—9	100	50	50	ВСт4пс; ВСт4сп	Поперек	5—9	110	70	70
			10—25	80	30	30			10—25	100	60	60
			26—40	70	—	—			26—40	90	40	40
ВСт3пс; ВСт3сп	Сортовой и фасонный прокат	Вдоль	5—9	110	50	50	ВСт4пс; ВСт4сп	Вдоль	5—9	70	—	—
			10—25	100	30	30			10—25	60	—	—
			26—40	90	—	—			26—40	40	—	—
ВСт3пс; ВСт3сп	Листовая сталь	Поперек	5—9	80	40	40	ВСт4пс; ВСт4сп	Вдоль	5—9	100	70	70
			10—25	70	30	30			10—25	90	—	—
			31—40	50	—	—			31—40	70	—	—

Примечания: 1. См. сноски к табл. I.1.1. 2. Ударная вязкость стали марки 16Д по ГОСТ 6713—75* (углерод 0,10—0,18; мнень (Д) 0,20—0,35; хром (Х) и никель (Н) до 0,30; кремний (С) 0,12—0,25; марганец (Г) 0,40—0,70) Дж/см² при температуре +20 °С после механического старения и при —20 °С в состоянии поставки для листовых сталей ≥ 35 ; для сортовой, широкополосной и фасонной стали ≥ 40 . 3. Модуль продольной упругости магнитоупругих и низкоуглеродистых и низколегированных сталей 2,1·10¹⁰ МПа.

1.1.3. Малоуглеродистые стали для вспомогательных нерасчетных элементов конструкций: лестниц, перил, настилов, кожухов, обшивок кабин (РГМ 24.090.52—85)

Марка и категория стали	ГОСТ	Вид и толщина проката, мм, при расчетной температуре, °С до	
		-20	-40
ВСт3кп2		Листовой, широкополосный, фасонный, сортовой до 5	—
ВСт3лс; ВСт3лс2; ВСт3Гпс2	ГОСТ 380—71*	Листовой, широкополосный, фасонный, сортовой до 30	Листовой, широкополосный, фасонный, сортовой до 5
ВСт3лсб; ВСт3Гпсб		Листовой широкополосный, фасонный, сортовой до 20	Листовой, широкополосный, фасонный до 10, сортовой до 16
БСт0; БСт2кп; БСт3кп	ГОСТ 8568—77*	Рифленый лист до 5	—
БСт2лс; БСт3лс		Рифленый лист до 5	Рифленый лист до 3

Примечания: 1. См. сноски к табл. 1.1.1. 2. Стали группы В следует применять с гарантированной свариваемостью.

1.1.4. Низколегированные стали для сварных несущих элементов конструкций грузоподъемных кранов, в том числе подкосов и кронштейнов рабочих площадок, подвесов кабин (расчетная температура до -40 °С) (РГМ 24.090.52—85)

Марка и категория стали 1.4	ГОСТ или ТУ	Вид проката	Толщина проката, мм
09Г2—12		Листовой, широкополосный, фасонный, сортовой	До 32
09Г2С—12	ГОСТ 19282—73*	Листовой, широкополосный	До 40
09Г2С—12; 09Г2СД—12	ГОСТ 8731—74*, группа В ²	Фасонный, сортовой	До 32
09Г2С	ТУ 14-3-1128—82	Трубы бесшовные горячедеформированные	До 25
16ГС—12 ³	ГОСТ 19282—73*	Трубы бесшовные горячедеформированные	Диаметром 57—426 от 4 до 22
09Г2—12 ³ ; 09Г2Д—12 ³	ТУ 14-2-280—77	Листовой, широкополосный	До 32
17Г1С; 17Г1С—У	ТУ 14-3-620—77	Листовой гофрированный	До 5
15ХСНД—12	ГОСТ 19282—73*; ГОСТ 19281—73*	Трубы стальные электросварные	Диаметром 1220×12 ⁴
10ХСНД—12 ⁵	ГОСТ 19282—73*; ГОСТ 19281—73*	Листовой, широкополосный, сортовой, фасонный	До 32
		Листовой, широкополосный фасонный, сортовой	До 40 До 15

Марка и категория стали	ГОСТ или ТУ	Вид проката	Толщина проката, мм
14Г2АФ—12; 14Г2АФД—12	ГОСТ 19282—73*	Листовой, широкополосный	До 50
15Г2АФДпс—12			До 32
16Г2АФ—12 ³ ; 16Г2АФД—12 ³			До 50
18Г2АФпс—12 ³ ; 18Г2АФДпс—12 ³			До 32

¹ Цифра 12 после указания марки стали обозначает категорию стали с проверкой ударной вязкости при —40 °С и после механического старения. Ударная вязкость в зависимости от марки стали составляет от 30 до 40 Дж/см². ² Показатели качества трубок группы В — механические свойства и химический состав. ³ Для кранов легкого и среднего режимов работы группы 1К—5К см. табл. I.2.9. ⁴ Применять только по специальной технологии ПО «Сибтяжмаш». ⁵ Содержание кремния в стали марки 10ХСНД допускается не более 0,9%. ⁶ Механические свойства низколегированных сталей приведены в табл. I.1.6.

I.1.5. Низколегированные стали для сварных несущих элементов конструкций грузоподъемных кранов, в том числе подкосов, кронштейнов рабочих площадок, подвесов кабин (расчетная температура до —65 °С) (РТУ 24.090.52—85)

Марка и категория стали	ГОСТ или ТУ	Вид проката	Толщина проката, мм
09Г2—15	ТУ 14-1-1965—77	Листовой	8—32
09Г2—15; 09Г2Д—15	ГОСТ 19281—73*	Сортовой Фасонный	До 20 До 11

09Г2С—15; 09Г2СД—15	ГОСТ 19282—73*; ГОСТ 19281—73*	Листовой, широкополосный Фасонный Сортовой	До 60 До 11 До 20
09Г2С	ТУ 14-3-500—76	Трубы бесшовные горячедеформированные: диаметром 194—219 » 245—325	8—12 9—15
15ХСНД—15	ГОСТ 19282—73*; ГОСТ 19281—73*	Листовой, широкополосный Фасонный Сортовой	До 32 До 11 До 20
10ХСНД—15	ГОСТ 19282—73*; ГОСТ 19281—73*	Листовой, широкополосный Фасонный Сортовой	До 40 До 11 До 15
14Г2АФ—15; 14Г2АФД—15	ГОСТ 19282—73*	Листовой, широкополосный	До 50
15Г2АФДпс—15	ГОСТ 19282—73*	Листовой, широкополосный	До 32

Примечания: 1. Цифра 15 после указания марки стали обозначает категорию стали с проверкой ударной вязкости при —70 °С и после механического старения. 2. Содержание кремния в стали марки 10ХСНД допускается не более 0,9%. 3. Механические свойства низколегированных сталей см. в табл. I.1.6.

I.1.6. Механические свойства низколегированных сталей, применяемых в металлических конструкциях (ГОСТ 19281—73* и ГОСТ 19282—73*)

Марка стали	Толщина проката, мм	Механические свойства					
		Временное сопротивление разрыву σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Относительное удлинение δ_5 , %	Ударная вязкость a_H , Дж/см ² , при температуре, °С		
					+20	-40	-70
не менее							
09Г2; 09Г2Д	4 5—9 10—20 21—32	450	310 310 310 300	21	—	—	—
					—	35 30 30	—
09Г2С; 09Г2СД	4 5—9 10—20 21—32 33—60	500 500 480 470 460	350 350 330 310 290	21	—	—	—
					65	40	35
					60	35	30
					60	35	30
16ГС	4—9 10—20 21—32 33—60	500 490 480 470	330 320 300 290	21	60	40 30 30 30	30 25 25 25
					—	45 40	—
					—	45 35	—
					—	—	—
17Г1С	4—9 10—20	520	360 350	23	—	45 40	—
					—	45 35	—
17ГС	4—9 10—20	520 500	350 340	23	—	45 35	—
					—	—	—
10Г2С1; 10Г2С1Д	4 5—9 10—20 21—32 33—60	500 500 490 480 460	360 350 340 330 330	21	—	—	—
					65	40	30
					60	30	25
					60	30	25
					60	30	25

Марка стали	Толщина проката, мм	Механические свойства						
		Временное сопротивление разрыву σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Относительное удлинение δ_5 , %	Ударная вязкость a_H , Дж/см ² , при температуре, °С			
					+20	-40	-70	
не менее								
14Г2АФ; 14Г2АФД	4 5—9 10—50	550	400	20	—	—	—	
					45 40	35 30	—	
15Г2АФДпс	4—9 10—32			19	45 40	35 30	—	
16Г2АФ; 16Г2АФД	4 5—9 10—32 33—50	600 600 600 580	450 450 450 420	20	—	—	—	
					45 40 40	35 30 30	—	
					—	—	—	
					—	—	—	
18Г2АФпс; 18Г2АФДпс	4 5—9 10—32	600	450	19	45 40	35 30	—	
15ХСНД	4—9 10—32	500	350	21	40 30	30	—	
10ХСНД	4—9 10—15 16—32 33—40	540 540 540 520	400	19	50	35	—	
					40	30	—	
					50	30	—	
					50	30	—	

Примечания: 1. Для толщины проката 4 мм ударная вязкость не нормируется. 2. Ударная вязкость при температуре -20 °С должна быть не ниже норм, установленных для температуры -40 °С. Ударная вязкость при температуре -50 °С и -60 °С должна быть не ниже норм, установленных для температуры -70 °С. 3. При условии обеспечения механических свойств допускается поставка сталей без термической обработки. 4. Прокат должен выдерживать испытания на изгиб в холодном состоянии на оправке диаметром, равным двум толщинам, на угол 180° .

1.1.7. Материалы заклепок и болтов. Электроды (РТМ 24.090.52—85)

Тип конструкций и материалы	Марки материалов заклепок	Марки материалов болтов болтовых соединений, работающих на срез и растяжение	Марки и σ_B материалов болтов высокопрочных предварительно напряженных болтовых соединений
Несущие	Углеродистые горячекатаные стали	Ст2 закл.; Ст3 закл. (ГОСТ 499—70*)	Сталь 20 (ГОСТ 1050—74*); Ст3, Ст4 (ГОСТ 380—71*) (в ответственных тяжело нагруженных фланцевых соединениях сталь 35, 40, 45 (ГОСТ 1050—74*) и 40Х (ГОСТ 4543—71*))
	Низколегированные горячекатаные стали	09Г2 (ГОСТ 19281—73*)	Сталь 35, сталь 40 (ГОСТ 1050—74*); 09Г2, 14Г2, 15ХСНД (ГОСТ 19281—73*); 40Х (ГОСТ 4543—71*), $1100 \leq \sigma_B \leq 1300$; 40ХФА и 38ХС (ГОСТ 22356—77), $\sigma_B \geq 1350$ МПа
Вспомогательные	Углеродистые горячекатаные стали	Ст2 закл.; Ст3 закл. (ГОСТ 499—70*)	—

Примечания: 1. Для сварки стальных конструкций электроды должны менены и другие марки электродов указанных типов по согласованию с ВНИИПТ и в среде углекислого газа см. РТМ 24.090.52—85. 3. Приварка вспомогательных рочными материалами, применяемыми для сварки несущих конструкций.

Электроды (РТМ 24.090.52—85) при расчетной температуре, °С, до					
—20		—40		—65	
Тип	Марка	Тип	Марка	Тип	Марка
Э42	АНО-5; АНО-6; АНО-6М	—	—	—	—
Э42А	УОНИ-13/45; ОЗС-2				
Э46	ОЗС-4; АНО-3; ОЗС-12; МР-3; АНО-4				
Э50А	УОНИ-13/55	Э50А	УОНИ-13/55; АНО-7; АНО-10; АНО-11; АНО-30;	Э50А	УОНИ-13/55
Э60	АНО-10; УОНИ-13/65	Э60	АНО-10; УОНИ-13/65	Э60	УОНИ-13/65
Э42	АНО-5; АНО-6; АНО-6М	Э42А; Э42А; Э46А	УОНИ-13/45; СМ-11; АНО-8	Э42А; Э42А; Э46А	УОНИ-13/45; СМ-11; АНО-8
Э46	ОЗС-4; ОЗС-12; МР-3; АНО-3; АНО-4	Э50А	УОНИ-13/55	Э50А	УОНИ-13/55

соответствовать требованиям ГОСТ 9466—75 и ГОСТ 9467—75. Могут быть при-
маш. 2. Флюс и сварочная проволока по ГОСТ 2246—70* для сварки под флюсом
элементов к несущим конструкциям производится электродами и другими сва-

1.2. Легкие сплавы для металлических конструкций

Из легких сплавов наиболее распространены алюминиевые [О.41, 14]. По сравнению со сталью они обладают следующими положительными свойствами: 1) приблизительно в три раза меньшей, чем у стали, плотностью; 2) высокой коррозионной стойкостью, не требующей в обычных условиях покраски конструкций; 3) повышенной надежностью алюминиевых конструкций при работе в условиях низких температур; 4) хорошей пластичностью и обрабатываемостью, позволяющей получать прессованием поперечные сечения профилей практически любой формы.

К недостаткам этих сплавов следует отнести следующие: 1) относительно большую стоимость основного металла и сварки, требующей применения инертных газов; 2) почти в три раза меньшее значение модуля продольной упругости, что влияет на увеличение упругих деформаций и уменьшает критические напряжения при расчетах устойчивости стержней и балок; 3) возможность местной коррозии при контакте со сталью, что требует специальных изолирующих покрытий и прокладок в местах соединений разнородных материалов; 4) почти в два раза большее значение коэффициента линейного расширения, приводящее к большим температурным деформациям при сварке; 5) низкие значения предела выносливости σ_{-1} основного металла (у сталей, приведенных в табл. I.1.1, отношение $\sigma_{-1}/\sigma_B \approx 0,35$, а у алюминиевых сплавов, приведенных в табл. I.1.8, $\sigma_{-1}/\sigma_B \approx 0,14$).

Основные марки алюминиевых сплавов, рекомендуемых для сварных крановых металлических конструкций, приведены в табл. I.1.8.

Применение для крановых конструкций алюминиевых сплавов является одним из наиболее эффективных путей снижения их массы. Отечественные алюминиевые сплавы непрерывно совершенствуются и в дальнейшем можно ожидать повышения их механических свойств. В связи с резким возрастанием в ближайшее время объема производства алюминиевых сплавов последует снижение их стоимости.

К настоящему времени из алюминиевых сплавов известны случаи изготовления стрел и блоков на концах стрел. Применение алюминия в этих кранах позволяет или увеличить вылет стрелы при данной грузоподъемности, или, не изменяя вылет, увеличить грузоподъемность, или, сохраняя вылет и грузоподъемность, существенно снизить массу крана как за счет уменьшения массы стрелы, так и за счет уменьшения массы противовеса.

В мостовых кранах применение алюминиевых сплавов позволяет уменьшить нагрузку на крановые пути и фундаменты или, сохраняя давление на колеса у кранового моста алюминиевой конструкции то же, что и у стального моста, — повесить грузо-

I.1.8. Алюминиевые сплавы для сварных конструкций грузоподъемных кранов (расчетная температура до -65°C) (РГМ 24.090.52—85)

Вид и толщина полуфабриката, мм	Марка	ГОСТ	Область применения	Состояние поставки	Механические свойства при растяжении		
					Временное сопротивление σ_B , МПа	Предел текучести $\sigma_{0,2}$, МПа	Относительное удлинение δ , %
Листы до 10,5	AMг6	ГОСТ 21631—76*	Расчетные элементы конструкций	Без термической обработки Отжиг	315	155	15
					305	145—155	
Профили пресованные	AMг6	ГОСТ 8617—81*		Без термической обработки Отжиг	320	160	15
Листы до 10,5	AMг5	ГОСТ 21631—76*	Расчетные элементы конструкций	Без термической обработки Отжиг	275	130—145	12—15 15
Профили пресованные	AMг5	ГОСТ 8617—81*		Без термической обработки Отжиг	255	130	15

Вид и толщина полуфабриката, мм	Марка	ГОСТ	Область применения	Состояние поставки	Механические свойства при растяжении		
					Временное сопротивление σ_B , МПа	Предел текучести $\sigma_{0.2}$, МПа	Относительное удлинение δ , %
Листы до 10,5 Профили прессованные	АМг2	ГОСТ 21631—76*		Без термической обработки Отжиг	175 165	—	7 16—18
		ГОСТ 8617—81*		Без термической обработки	150	60	13
Листы до 10,5 Профили прессованные	АМп	ГОСТ 21631—76*	Вспомогательные элементы конструкций	Без термической обработки Отжиг	100 90	—	10 18—22
		ГОСТ 8617—81*		Без термической обработки	100	—	16
Листы до 10,5 Профили прессованные	АД31 АД33	ГОСТ 8617—81*		Закалка и естественное старение	130 180	70 116	13 15
		ГОСТ 21631—76*		Без термической обработки Отжиг Закалка и естественное старение	180 150 155—175	—	14 15—20 16—20
Листы до 10,5 Профили прессованные	АВ	ГОСТ 21631—76*		Без термической обработки Закалка и естественное старение	180	—	14
		ГОСТ 8617—81*					

Примечания: 1. АМг6, АМг5, АМг2 (Al + Mg) с 6 % Mg, 5 % Mg, 2,5 % Mg; термически не упрочняемые сплавы; термическая обработка — отжиг. 2. АДц (Al + Mn) с Мп (1,0—1,6 %); термически не упрочняемый сплав. 3. АД31 (Св 0,1 %), АД33 (Св 0,15—0,4 %), АВ (Св 0,2—0,6 %); термически упрочняемые сплавы.

подъемность крана. Последнее имеет особо важное значение в тех случаях, когда при расширении производства в существующем здании надо поставить кран большей грузоподъемности.

1.3. Металлы для деталей крановых механизмов

Для изготовления деталей крановых механизмов используют углеродистые стали обыкновенного качества (ГОСТ 380—71*) и качественные (ГОСТ 1050—74**), а также легированные (ГОСТ 4543—71*) и специальные стали. Указанные стали применяют в виде проката, поковок (ГОСТ 8479—70*) или отливок (ГОСТ 977—75*). Как правило, прокат поставляется в исходном, т. е. после горячей прокатки, или отожженном состоянии, а поковки и отливки применяют после нормализации и отпуска или закалки и отпуска.

При изготовлении детали может быть проведена иная термическая обработка, которая соответственно даст другие механические характеристики металла. В табл. 1.1.9 приведены механические характеристики некоторых наиболее часто применяемых марок сталей после различных видов термической обработки. Используя эти данные, надо учитывать, что сталь прокаливается только на ограниченную глубину, которая определяется по графикам прокаливаемости, приведенным в ГОСТах на эти материалы.

Кроме указанных в таблице марок в крановых механизмах часто используют следующие стали (ГОСТ 380—71*): Ст0 — для изготовления кожухов механизмов, распорных втулок, шайб, закладных крышек редукторов и других деталей, не воспринимающих значительных нагрузок; СтЗпс — для изготовления кованых корпусов подшипников, шайб, гаек, сварных барабанов и блоков; ВСтЗсп — для изготовления пластинчатых крюков, щек подвесок, сварных барабанов, коушей, крышек букс; ВСт4сп — для изготовления гаек крюков, болтов, шпилек и других неразъемных деталей, от которых требуется повышенная по сравнению со сталью ВСтЗсп прочность. Механические характеристики этих сталей, кроме стали Ст0 ($\sigma_B = 320$ МПа, $\epsilon = 22$ %, остальные механические характеристики не нормируются), приведены в табл. 1.1.1 и 1.1.2. Механические характеристики и примеры применения отливок из сталей и чугунов представлены соответственно в табл. 1.1.10 и 1.1.11.

Пределы выносливости машиностроительных сталей, определяемые на полированных цилиндрических образцах диаметром 7,5 мм, при изгибе с вращением могут быть приближенно вычислены по формуле (ГОСТ 25.504—82) $\sigma_{-1} = (0,55 - 10^{-4}\sigma_B) \sigma_B$ (МПа). Пределы выносливости литых сталей примерно на 20 % ниже. Пределы выносливости при кручении $\tau_{-1} = 0,6\sigma_{-1}$.

В деталях кранов, предназначенных для работы в холодном климате, следует применять стали с низким порогом хладнолом-

1.1.9. Стали для деталей механизмов (поковки, прокат, штамповки)

Марка, ГОСТ	Свариваемость 1	Термическая обработка 2 и температура, °С	Сечение поковки или проката	Механические характеристики						Примеры применения
				мм	МПа	%		Ударная вязкость, Дж/см²	Источник 4	
						Относительное удлинение δ₅	Относительное сужение ф			
ВСт3сп (ГОСТ 380—71*)	Ограни- ченная	Горячеката- ное состояние	≤16 16—40 41—100 >100	285	20	—	—	Твердость НВ (ГОСТ 9012—69*)	1	Валы механизмов передвижения и поворо-та; полумуфты; болты, работающие на срез в муфтах и барабанах
				490— 275 630 255	19 17 —	—				
Ст5 (ГОСТ 8479—70*) (поковка)	Ограни- ченная	Н. 850—880	≤100 101—300 301—500	245	22	48	—	—	1	То же, что и для стали ВСт3сп, а также шпильки, ходовые колеса, катки
				470 430 390	215 20 20	48 45				
БСт3сп (ГОСТ 380—71*)	Труд- ная	Горячеката- ное состояние	≤16 16—40 41—100 >100	315	15	—	—	—	3	Кованые крюки, петли и буксы, вилки и щеки подвесок, траверсы и другие детали, в которых действуют небольшие напряжения и кото-
				410 245	25	55				
20 (ГОСТ 1050—74**)	Без ограни- чений	Н. 900	≤100 101—300 301—500 501—800	430	24	53	—	—	1	Кованые крюки, петли и буксы, вилки и щеки подвесок, траверсы и другие детали, в которых действуют небольшие напряжения и кото-
				390 375 355	23 22 20	55 45 40				
20 (ГОСТ 8479—70*)	Без ограни- чений	Н. 900—920; От. 600—650	≤100 101—300 301—500 501—800	215	24	53	—	—	1	Кованые крюки, петли и буксы, вилки и щеки подвесок, траверсы и другие детали, в которых действуют небольшие напряжения и кото-
				195 185 175	23 22 20	55 45 40				

(поковка)	Сечение поковки или проката	Термическая обработка 2 и температура, °С	Свариваемость 1	Механические характеристики	Примеры применения						
						мм	МПа	%		Ударная вязкость, Дж/см²	Источник 4
								Относительное удлинение δ₅	Относительное сужение ф		
35 (ГОСТ 1050—74**)	≤100 101—300 301—500 501—800	Н. 860—880	≤80	530	315	20	45	69 ⁵	3	Валы механизмов передвижения и поворо-та; болты, работающие на срез в муфтах и барабанах	
				275	20	40	45	156—197 40 143—179 35 143—179 35 143—179			
35 (ГОСТ 8479—70*) (поковка)	≤100 101—300 301—500 501—800	Н. 860—880; От. 600—650	≤100 101—300 301—500 501—800	470	245	17	35	35	1	Валы механизмов передвижения и поворо-та; болты, работающие на срез в муфтах и барабанах	
				430	215	16	35	35	143—179		
40 (ГОСТ 8479—70*) (поковка)	≤100 101—300 301—500 501—800	3. 850—870; От. 560—620	≤100 101—300 301—500 501—800	570	315	17	38	40	1	Валы всех механизмов, ответственные болты, втулки и полумуфты зубчатых муфт	
				530	275	17	38	35	167—207 156—197		
40 (ГОСТ 8479—70*) (поковка)	≤100 101—300 301—500 501—800	Н. 840—860; От. 600—650	≤100 101—300 301—500 501—800	530	275	20	40	45	1	Валы всех механизмов, ответственные болты, втулки и полумуфты зубчатых муфт	
				530	275	17	38	35	156—197 143—179		
40 (ГОСТ 8479—70*) (поковка)	≤100 101—300 301—500 501—800	3. 830—850; От. 580—640	≤100 101—300 301—500 501—800	590	345	18	45	60	1	Валы всех механизмов, ответственные болты, втулки и полумуфты зубчатых муфт	
				570	315	15	35	30	174—217 167—207 156—197		
45 (ГОСТ 8479—70*) (поковка)	≤100 101—300 301—500 501—800	Н. 830—860; От. 550—630	≤100 101—300 301—500 501—800	570	315	17	38	40	1	Валы всех механизмов, ответственные болты, втулки и полумуфты зубчатых муфт	
				530	275	17	38	35	156—197 143—179		
45 (ГОСТ 8479—70*) (поковка)	≤100 101—300 301—500 501—800	3. 830—850; От. 180—200	≤20 21—60 61—100	1180	930	6	22	—	2	То же, что для стали 40, а также кованые траверсы, зубчатые колеса, валы шестерни, торозные шкивы, ходовые колеса и катки, цевки, пальцы муфт и торозов, кованые шпильки	
				835	570	13	35	50	40—50 ⁶ 235—277 212—248		
45 (ГОСТ 8479—70*) (поковка)	≤100 101—300 301—500 501—800	Н. 830—860; От. 550—630	≤100 101—300 301—500 501—800	570	315	17	38	40	1	Валы всех механизмов, ответственные болты, втулки и полумуфты зубчатых муфт	
				530	275	17	38	35	156—197 143—179		
45 (ГОСТ 1050—74**)	≤100 101—300 301—500 501—800	3. 820—850; От. 550—650	≤100 101—300 301—500 501—800	620	390	17	45	60	1	Валы всех механизмов, ответственные болты, втулки и полумуфты зубчатых муфт	
				590	345	17	40	65	187—229 174—217		

Марка, ГОСТ	Свариваемость ¹	Термическая обработка ² и температура, °С	Сечение поковки или проката	Механические характеристики						Примеры применения	
				Временное сопротивление	Предел текучести	Относительное удлинение δ ₅	Относительное сужение φ	Ударная вязкость КСВ	Твердость НВ (ГОСТ 9012—89*)		Источник ³
			мм	МПа	МПа	%	%	Дж/см ²			
75 (ГОСТ 14959—79*)	Не сваривается	З. 805—835; От. 450—510	Образцы	1080	885	9	30	—	300—350	1	Кованые и штампованные колеса и катки
50Г (ГОСТ 4543—71*)	Трудная	З. 835—865; От. 570—630	≤80 81—150	650	390	13 11	40 35	40 35	197—255	3	Детали, подверженные интенсивному истиранию; диски трения; шестерни; валы-шестерни; рельсы опорно-поворотных устройств
50Г (ГОСТ 8479—70*) (поковка)		Н. 840—860; От. 600—650	≤100 101—300	590 570	345 315	18 14	45 35	60 35	174—217 167—207	1	
65Г (ГОСТ 14959—79)	Не сваривается	Н. 810—830	≤80 81—100	735	430	9 7	—	—	223—262	2	Шайбы пружинные, колеса, рельсы и катки опорно-поворотных устройств, пружины
		З. 830; От. 47С	Образцы	980	785	8	30	—	—	3	

40Х (ГОСТ 4543—71*)		З. 845—875; От. 470—530	≤40 41—60 61—80 81—100 101—160	1470 1080 980 685 655	1280 880 785 540 490	7 8 10 15 15	25 37 45 45 40	30 60 60 60 50	45—50 ⁶ 35—42 ⁶	2	Тяжело нагруженные валы, валы-шестерни, червяки, звездочки механизмов ворот и изменения вылета, высокопрочные болты
40Х (ГОСТ 8479—70) (поковка)	Трудная	Н. 850—870; От. 560—650	≤100 101—200 201—300	590 570 530	345 315 275	18 17 17	45 40 38	60 35 35	174—217 167—212 156—197	1	
40ХН (ГОСТ 4543—71*)		З. 800—830; От. 470—530	≤80 81—150 ≥151	980	785	11 9 8	45 40 35	70 63 60	235—270 235—270 212—248	2	Тяжело нагруженные шестерни, валы большого диаметра, дежовые звездочки
34ХНЗМ (ГОСТ 8479—70*) (поковка)	Ограниченная	Н. 850—870; От. 550—650	≤100 101—300 301—500 501—800	930 880 835 785	785 735 690 640	12 12 11 10	40 35 33 30	60 50 40 40	293—331 277—321 262—311 235—277	1	
ШХ15 (ГОСТ 801—78)		З. 820—860; От. 150—160	—	—	—	—	—	—	58—62 ⁶		Кольца нестандартных подшипников
60С2А (ГОСТ 14959—79*)	Не сваривается	З. 855—885; От. 390—450 Изотермическая; З. 860—880; От. 310—330	Образцы ≤10	1570	1370	6	20	—	—	3	Тяжело нагруженные пружины горячей навивки (прутки диаметром 6—50 мм), тарельчатые пружины, кольца пружинные

¹ Свариваемость: без ограничений, для обеспечения качественного шва не требуются никакие дополнительные мероприятия; ограниченная, при сварке следует применять предохранительный или сопутствующий подогрев, последующую термообработку; трудная невозможно получить качественное соединение без специальных технологических приемов (подогрев, проковка, промезуточной или последующей термообработки и т. д.); не сваривается. *сталь не применяется для сварных изделий. ² Н. — нормализация; З. — закалка; От. — отпуск. ³ Ударная вязкость КСВ (Дж/см²) по ГОСТ 9454—78* определяется на тех же образцах, что и φ₅ (кг·м/см²) по ГОСТ 9454—60 (10 Дж/см² ≈ 1 кг·м/см²). ⁴ 1 — по данным ЦНИИТмаш; 2 — по данным завода ПТО им. С. М. Кирова; 3 — по данным указанного ГОСТа. ⁵ Ударная вязкость КСВ — по ГОСТ 9454—78*. ⁶ Твердость НВС — по ГОСТ 9013—59*.

I.1.10. Стальное литье для деталей механизмов

Марка (ГОСТ)	Свариваемость	Термическая обработка в температура, °С	Механические характеристики *						Примеры применения	
			Временное сопротивление	Предел текучести $\sigma_{0.2}$	Относительное удлинение δ_5		Относительное сужение ψ	Ударная вязкость K_{CV}		Твердость HB
					МПа	МПа				
25Л (ГОСТ 977—75*)		Н. 880—900; От. 610—630	450	240	19	30	40	121—151	Свариваемые детали, блоки, барабаны, корпусные детали, рамы, кронштейны	
			500	280	15	25	35			
			550	350	16	20	30			
35Л (ГОСТ 977—75*)	Ограниченная	Н. 860—880; От. 600—630	550	320	12	20	30	137—166	35ЛП — блоки, барабаны, буксы, корпуса редукторов, балансиров и пружинных буферов; 35ЛПШ — рычаги тормозов	
			550	320	12	20	30			
			550	320	12	20	30			
45Л (ГОСТ 977—75*)		Н. 860—880; От. 600—630	600	400	10	18	25	153—229	45ЛП — зубчатые втулки и обоймы зубчатых муфт; 45ЛПШ — рычаги тормозов, тормозные шкивы, зубчатые колеса, ходовые колеса, катки	
			600	400	10	18	25			
			600	400	10	18	25			
55Л	Труд-	Н. 840—860; От. 600—630	600	350			18	170—199	55ЛП — зубчатые колеса, шкивы, катки, колеса, буксы,	

(ГОСТ 977—75*)	ная	3. 790—810; От. 580—600	860	470	15	20	—	220—260	Ступицы; 55ЛПШ — тормозные шкивы, шестерни, обоймы тихоходных зубчатых муфт
			860	470	15	20	—	220—260	
70Л (ТУ заводов)	Не сваривается	3. 800—820; От. 450—500	—	—	—	—	—	280—380	Ходовые колеса кранов большой грузоподъемности
			—	—	—	—	—	280—380	
35ХМЛ (ГОСТ 977—75*)		Н. 820—840; От. 630—650	390	345	6	—	—	≤255	Шестерни, зубчатые венцы, ходовые колеса, детали судовых и плавучих кранов и другие особо ответственные детали
			390	345	6	—	—	≤255	
			390	345	6	—	—	≤255	
35Л (ГОСТ 977—75*)	Ограниченная	Н. 860—880; От. 600—650	600	400		20	30	—	Звездочки, зубчатые венцы, барабаны, шкивы, паффы
			600	400		20	30	—	
			600	400		20	30	—	
35Л (ГОСТ 977—75*)		3. 860—870; От. 600—650	700	550	12	25	40	—	Звездочки, зубчатые венцы, барабаны, шкивы, паффы
			700	550	12	25	40	—	
			700	550	12	25	40	—	
35Л (ГОСТ 977—75*)		Н. 880—900; От. 600—650	550	300		20	30	—	Звездочки, зубчатые венцы, барабаны, шкивы, паффы
			550	300		20	30	—	
			550	300		20	30	—	
35Л (ГОСТ 977—75*)		3. 850—860; От. 600—650	600	350	14	30	50	—	Звездочки, зубчатые венцы, барабаны, шкивы, паффы
			600	350	14	30	50	—	
			600	350	14	30	50	—	

*1,2,3 См. табл. I.1.9. *4 Нормативные механические характеристики приведены по ГОСТ 977—75* для отливок с толщиной стенок не более 100 мм, твердость HB — по данным ЦНИИТмаша.

1.1.11. Чугунное литье для деталей механизмов

Марка (ГОСТ)	Механические характеристики					Примеры применения
	Временное сопротивление σ_B		Предел текучести σ_T	Относительное удлинение δ_5	Твердость НВ	
	при растяжении	при сжатии				
СЧ 15 (ГОСТ 1412—79**)	145		315	—	163—229	Тонкостенные блоки, корпуса и крышки легконагруженных редукторов, грузы противовесов
	195		390	—	170—241	
СЧ 30 СЧ 35 (ГОСТ 1412—79**)	295	345	490	—	181—255	Блоки, барабаны, крышки и корпуса повышенной прочности для редукторов
	410	490	540	—	197—269	
ВЧ 42-12 ВЧ 50-7 ВЧ 60-2 ВЧ 70-2 (ГОСТ 7293—79**)	410	490	275	12	140—200	Тяжелонагруженные барабаны и корпуса редукторов и талей, щеки тележек
	490	590	345	7	171—241	
	590	685	395	2	200—280	
	685	—	440	2	229—300	
АЧС-1 (ГОСТ 1585—79**)	—	—	—	—	180—241	Антифрикционный материал для вкладышей малоответственных и слабонагруженных подшипников

Примечания: 1. Модуль упругости серого чугуна составляет $(0,6 \pm 1,4) 10^6$ МПа, высокопрочного чугуна — $(1,7 \pm 1,9) 10^6$ МПа. 2. Плотность серого чугуна 7000—7200 кг/м³, высокопрочного — 7200—7400 кг/м³. 3. Для серого чугуна приведенные механические характеристики для отливков с толщиной стенки $\delta = 10 \pm 20$ мм, для отливков с $\delta = 40$ мм пределы прочности на 25—35 % ниже, а для отливков с $\delta = 100$ мм — на 45—55 % ниже (ГОСТ 1412—79**).

1.1.12. Цветные металлы и сплавы для деталей механизмов и электрооборудования

Материал	Марка (ГОСТ)	Вид заготовки или способ литья	Механические характеристики (не менее)			Примеры применения
			σ_B , МПа	δ_5 , %	НВ	
Бронза	БрА9ЖЗЛ (ГОСТ 493—79)	В кокиль	490	12	100	Венцы червячных колес, работающие с закаленными червяками, вкладыши подшипников для валов повышенной твердости, гайки нажимных винтов
		В песчаную форму	390	10		
	БрА10Ж4Н4Л (ГОСТ 493—79)	В кокиль	585	6	170	
Бронза	БрО5Ц5С5 (ГОСТ 613—79)	В кокиль	175	4	60	
		В песчаную форму	145	6		
Латуль	ЛЦ38Мц2С2 (ГОСТ 17711—80*)	В кокиль	345	10	85	Подшипники, втулки и другие антифрикционные детали
		В землю	245	15		
Латуль	ЛЦ23А6ЖЗМц2 (ГОСТ 17711—80*)	В кокиль	705	7	165	Гайки нажимных винтов, ободы червячных колес
		В землю	685	—		
Латуль	Л63 (ГОСТ 15527—70*)	Прутки, проволока, полосы	300—450	10—40	—	Токопроводящий крепеж, фирменные таблички и пр.

Материал	Марка (ГОСТ)	Вид заготовки или способ литья	Механические характеристики (не менее)			Примеры применения
			σ_B , МПа	δ_5 , %	НВ	
Медь	М2 (ГОСТ 859—78*)	Трубки, листы, ленты, полосы	200—300	—	—	Токопроводящие шины Заклепки, шайбы, прокладки
	М3 (ГОСТ 859—78*)					
Алюминиевые сплавы ¹	АЛ2 (ГОСТ 2685—75*)	В кокиль, в землю или под давлением	145—155	2—4	50	Отливки сложной конфигурации для малонагруженных деталей, работающих в коррозионной среде
	АЛ5 (ГОСТ 2685—75*)	Литье при старении При закалке плюс старении	155	0,5	65	Корпуса редукторов и талей, кронштейны и кожухи
			195—225		70	
	АЛ11 (ГОСТ 2685—75*)	В землю В кокиль	195 205	2 1	80	Корпуса талей
АЛ1 (ГОСТ 4784—74*) АМг6 (ГОСТ 4784—74*)	Листовой прокат, прессованные прутки и профили ²	59 285—315	20 11—15	— 118—155 ³	Детали для монтажа электрооборудования; АД — заклепки	

¹ Плотность 2700—2900 кг/м³, модуль упругости (7÷7,4) 10⁴ МПа. ² Размеры и механические свойства соответствуют ГОСТ 21631—76*. ³ ГОСТ 8617—81*. ⁴ ГОСТ 21488—76*. ⁵ Предел текучести — в мегапаскалях.

кости. Это обеспечивается соответствующим химическим составом, мелкозернистой структурой и малым содержанием вредных примесей, серы, фосфора, мышьяка. Для рабочих температур от —50 до —60 °С ГОСТ 14892—69** рекомендует применять стали 35, 45, 40Х, при температуре отпуска 500 °С и толщинах деталей не более 15—25 мм, а также сталь 40ХН, которая после такого же отпуска может применяться в деталях толщиной до 50 мм при температурах до —80 °С. Кроме того, имеется опыт применения сталей 20Х, 12ХНМА и 34ХНЗМ. Отливки должны применяться только после термообработки (отпуск, нормализация, закалка + отпуск) и преимущественно III группы (ГОСТ 977—75*), по возможности, с меньшим содержанием углерода.

В особых случаях, когда требуется обеспечить специальные свойства деталей, низкое электрическое сопротивление, антифрикционность, малый вес при достаточно высокой прочности и коррозионной стойкости, применяют цветные металлы и сплавы (табл. I.1.12). Их использование должно быть экономически целесообразно.

Характеристики материалов для деталей зубчатых, червячных передач более подробно даны в т. 2, п. V.1.

I.4. Неметаллические материалы

Для изготовления малонагруженных деталей, а также электротехнических изделий используют различные полимерные материалы. Они весьма стойки к воздействию химических веществ, имеют малую плотность при сравнительно высокой прочности, как правило, хорошо обрабатываются и имеют красивый внешний вид [12]. Однако многие пластмассы изменяют свои физико-механические и диэлектрические свойства в результате длительного воздействия атмосферных и климатических факторов [15]. В табл. I.1.13 даны характеристики некоторых полимерных материалов, используемых в краностроении. Детали из пластмасс изготавливают прессованием (материал АГ-4), литьем (полиэтилен, полиамид) или механической обработкой из листов (текстолит, гетинакс).

Изделия, которые должны обладать значительной упругостью, изготавливают из резины. Характеристики стандартизованных резиновых деталей механизмов (манжет, ремней, колец, шин и пр.) даны в справочниках по материалам и деталям машин [1, 7]. Некоторые наиболее распространенные типы резиновых изделий, применяемых для уплотнения дверей, крышек и стекол в краностроении, даны в табл. I.1.14. Резиновые изделия, поставляемые в районы с тропическим климатом, должны удовлетворять требованиям ГОСТ 15152—69*.

В качестве фрикционных материалов в тормозах и муфтах наряду с асбофрикционными лентами (см. табл. I.1.14) возможно

1.1.13. Полимерные материалы

Материал, марка (стандарт)	Примечание	Вид поставки	Плотность, кг/м³	Механические характеристики			Назначение, примеры применения
				Разрушающее напряжение при растяжении, МПа	Разрушающее напряжение при растяжении при разрыве, МПа	Ударная вязкость, Дж/см²	
Материал прессовочный АГ-4В (ГОСТ 20437—75*)	—	Масса в брикетах	1700—1900	—	145	5	Конструкционные и электротехнические изделия (крышки подшипников, распорные втулки и пр.) для работы при температуре от —60 до +200 °С
		Лента в рулонах или на катушках		440	540	25	
Материал прессовочный АГ-4С (ГОСТ 20437—75*)							

Материал, марка (стандарт)	Примечание	Вид поставки	Плотность, кг/м³	σ _р =	σ _т =	σ _с =	Вкладыши подшипников скольжения
Полиамид 6 ПА6—210/310 (ОСТ 6-06-09—76)	—		1130	—	9—13	—	
Полиэтилен низкого давления 209, сорт I (ГОСТ 16338—85* Е)	Температура хрупкости —(100÷150) °С	Гранулы для литья	950	—	20—35	11—24	Втулки, кнопки, ручки, крышки, оконцеватели кабелей
Полиэтилен высокого давления 108, сорт I (ГОСТ 16337—77* Е)	Температура хрупкости —(80÷120) °С		920	—	9—12	—	Пробки, прокладки
Гетинакс III (ГОСТ 2718—74*)	Длительно допустимая рабочая температура от —65 до +120 °С	Листы толщиной 5—50 мм, шириной 450—980 мм, длиной 700—2480 мм	1300—1400	98	70	1,4—1,8	Электроразъемные плиты и перегородки
Текстолит Б (ГОСТ 2910—74*)	Длительно допустимая рабочая температура от —65 до +105 °С	Листы толщиной 0,5—50 мм, шириной 450—980 мм, длиной 600—1480 мм	1300—1450	88—108	44—54	1,3—3,2	Конструкционные изделия, работающие на открытом воздухе, вкладыши, шестерни
Текстолит ПТК, I сорт (ГОСТ 5—78)	Модуль упругости (3,9÷6,4) 10³ МПа. Коэффициент трения без смазки — 0,32, со смазкой — 0,02	Листы толщиной 2,2—70 мм, шириной 450—950 мм, длиной 600—1950 мм	1300—1400	147	98	3,5	Шестерни, вкладыши подшипников скольжения, ролики

Наименование, марка (ГОСТ)	Примеры применения	Характеристика наделия	Плотность, кг/м ²
Трубки резиновые технические типов 3М, 5М (ГОСТ 5496—78*)	Прокладки для дверей и рам кабин при температурах от —45 до +50 °С; тип 5М для тропического климата	Внутренний диаметр трубки 2—40 мм, толщина стенок 1,3—8,0 мм, длина не менее 2 м	—
Материал асбестовый эластичный ЭМ1, ЭМ2 (ГОСТ 15960—79*)	Тормозные накладки при давлении до 1,5 МПа (ЭМ-1) или до 2,5 МПа (ЭМ-2); коэффициент трения по чугуну СЧ 15 $\mu = 0,37 \div 0,40$; по стали 45 $\mu = 0,40 \div 0,44$; можно применять для тропического и холодного климата	Размеры ленты, мм: толщина 5 6 8 10 Размеры накладок указаны в ГОСТ 15960—79*	2200—2800
Лента асбестовая тормозная ЛАТ-2 (ГОСТ 1198—78)	Тормозные накладки при давлении до 5 МПа при сухом трении, коэффициенте трения по чугуну СЧ 15 $\mu = 0,45$; по стали 45 $\mu = 0,50$; тропическое исполнение ЛАТ-2Т	Размеры ленты, мм: толщина 4 5 6 7; 8 9; 10 12	1450—1650

1. Приведен пример профиля профиля уплотнения для стекла толщиной 6 мм.

I.1.15. Лакокрасочные покрытия для кранов

Поверхности, подлежащие покрытию	Климат		Тропический
	Холодный	Умеренный	
Внутренние поверхности металлоконструкций, труднодоступные или недоступные после сварки (балки, рамы, каркасы)	Лак ПФ-170 (ГОСТ 15907—70*) с 15 % алюминиевой пудры ПАП-1 (ГОСТ 5494—71*), 2 слоя ¹	Грунтовка ПФ-0142 (ТУ 6-10-1698—78) с 15 % алюминиевой пудры ПАП-1 (ГОСТ 5494—71*), 2 слоя ²	Грунтовка ФЛ-03К (ГОСТ 9109—81) с 15 % алюминиевой пудры ПАП-1 (ГОСТ 5494—71*), 2 слоя ¹
	Грунтовка ХС-059 (ГОСТ 23494—79*), 2 слоя, эмаль ХВ-110 (ГОСТ 18374—79*), 2 слоя ²	Грунтовка ПФ-0142 (ТУ 6-10-1698—78), эмаль ПФ-115 (ГОСТ 6465—76*), 2 слоя ²	Грунтовка ФЛ-03К (ГОСТ 9109—81), эмаль ХВ-110 (ГОСТ 18374—79*), 3 слоя ²
Внутренние открытые и наружные поверхности металлоконструкций, кабин, барабанов, полы машинных кабин, наружные поверхности литых деталей и узлов (корпусов редукторов, подшипников и пр.), блоки, ходовые колеса, маслопроводы	Грунтовка ХС-059 (ГОСТ 23494—79*) 2 слоя, эмаль ХВ-110 (ГОСТ 18374—79*), 2 слоя ¹	Грунтовка ПФ-0142 (ТУ 6-10-1698—78), эмаль ПФ-115 (ГОСТ 6465—76*), 2 слоя ¹	Грунтовка ФЛ-03К (ГОСТ 9109—81) 1 слой, эмаль ХВ-110 (ГОСТ 18374—79*), 3 слоя ¹
Машинная кабина: стены, двери, наружные поверхности шкафов электрооборудования, механизмов	Грунтовка ХС-059 (ГОСТ 23494—79*) 2 слоя, эмаль ХВ-110 (ГОСТ 18374—79*), 2 слоя ¹	Грунтовка ПФ-0142 (ТУ 6-10-1698—78), эмаль ПФ-115 (ГОСТ 6465—76*), 2 слоя ¹	Грунтовка ФЛ-03К (ГОСТ 9109—81) 1 слой, эмаль ХВ-110 (ГОСТ 18374—79*), 3 слоя ¹

Поверхности, подлежащие покрытию	Климат		
	Холодный	Умеренный	Тропический
Внутренние поверхности корпусов редукторов; необработанные поверхности деталей, находящихся внутри них; поверхности деталей, находящиеся в соприкосновении с консистентными смазочными материалами Деревянные стены, двери, переплеты фонаря Места, подлежащие сборке внахлестку	Эмаль ВЛ-515 (ТУ 6-10-1052—75), 3 слоя ³	Эмаль ВЛ-515 (ТУ 6-10-1052—75), 2 слоя ³	Эмаль ВЛ-515 (ТУ 6-10-1052—75), 3 слоя ³
	Эмаль ХВ-110 (ГОСТ 18374—79*), 2 слоя ¹	Эмаль ПФ-115 (ГОСТ 6465—76*), 2 слоя ¹	Эмаль ХВ-110 (ГОСТ 18374—79*), 3 слоя ¹
	Грунтовка ФЛ-03К (ГОСТ 9109—81) с 15 % алюминиевой пудры ПАП-1 ² (ГОСТ 5494—71*)	Грунтовка ПФ-0142 (ТУ 6-10-1698—78) с 15 % алюминиевой пудры ПАП-1 ² (ГОСТ 5494—71*)	Грунтовка ФЛ-03К (ГОСТ 9109—81) с 15 % алюминиевой пудры ПАП-1 ² (ГОСТ 5494—71*)

Примечания: 1. Классификация климатических районов соответствует ГОСТ 15150—69*, причем под тропическим климатом понимается как влажный тропический, так и сухой тропический климат. 2. Для окраски деталей из алюминия рекомендуется применять грунтовку ВЛ-02 (ГОСТ 12707—77*), для холодного климата с добавлением алюминиевой пудры ПАП-2.

¹ Класс покрытия VI по ГОСТ 9.032—74*. ² Класс покрытия VII. ³ Класс покрытия VII, условия эксплуатации 6/1.

применение перспективных металлокерамических материалов ФМК-8, ФМК-11, МКВ-50А, которые работают при температуре на поверхностях трения до 1000 °С [О.3, 7].

Лакокрасочные материалы, используемые для покрытий элементов кранов, изготовленных из черных (кроме коррозионно-стойких) сталей и цветных металлов и дерева, приведены в табл. I.1.15. Обозначения классов покрытий по показателям внешнего вида, а также условий эксплуатации даны по ГОСТ 9.032—74*. Подготовка поверхностей перед окрашиванием должна соответствовать ГОСТ 9.402—80, подбор цветов — ГОСТ 12.4.026—76*, ГОСТ 12.2.058—81 и ОСТ 24.090.01—76. Покрытия для кранов, работающих в районах с холодным и тропическим климатом, должны удовлетворять требованиям ГОСТ 9.404—81 и ГОСТ 9.401—79.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1982. Т. 1, 729 с. Т. 2, 584 с. Т. 3, 559 с.
2. Воронцов Г. А., Дувидович Д. И. К вопросу о хрупком разрушении металлоконструкций кранов в различных условиях эксплуатации. //Тр. ВНИИПТмаш, 1979. № 1. С. 87—109.
3. Галченко М. Н. Хрупкое разрушение сварных соединений и конструкций. Москва — Киев: Машгиз, 1963. 181 с.
4. Гладштейн Л. И., Бобылева Л. А., Емелин Е. И. Перспективы применения стали высокой прочности в сварных конструкциях крановых сооружений. //Тр. ин-та/Центр. научно-исследов. ин-т проектирования строительных конструкций. М., 1982. С. 108—119.
5. Григорьев Р. С., Ларионов В. П., Новиков Г. А. Хладостойкость сталей при статическом и циклическом нагружении. М.: Наука, 1969. 95 с.
6. Исследование хрупкой прочности строительных металлических конструкций. //Тр. ин-та/Центр. научно-исследов. ин-т проектирования строительных конструкций, М., 1982. С. 1—150.
7. Машиностроительные материалы. Краткий справочник. М.: Машиностроение, 1980. 511 с.
8. Мельников Н. П., Зелятров В. Н. Выбор сталей для строительных металлических конструкций. 2-е изд. М.: Стройиздат, 1967. 136 с.
9. Попов К. В., Савицкий В. Г. Низкотемпературная хрупкость стали и деталей машин. М.: Машиностроение, 1969. 192 с.
10. Розовский Н. Я. Эффективность использования низколегированных сталей в металлических конструкциях перегрузочных кранов. //Тр. ЛИВТ, 1982. № 174. С. 89—93.
11. Руководящий технический материал. РТМ 24.090.52—79. Краны грузоподъемные. Материалы для сварных металлических конструкций. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш. 1980. 19 с.
12. Справочник по пластическим массам: В 2-х т./Под ред. В. М. Катаяева, В. А. Попова, Б. И. Сажина, М.: Химия, 1975. Т. 1, 447 с. Т. 2, 567 с.
13. Строительные и дорожные машины для районов с холодным климатом. В. Д. Телушкин, В. А. Винокуров, В. А. Ряхин и др. М.: Машиностроение, 1978. 197 с.

14. Строительные нормы и правила. СНиП 11-24—74. Аллюминиевые конструкции. Нормы проектирования. М.: Стройиздат, 1975. 67 с.

15. Филатов И. С. Климатическая устойчивость полимерных материалов. М.: Наука, 1983. 215 с.

1.5. Режимы работы и расчетные случаи нагружения

В основе классификации механизмов кранов по режимам работы по ГОСТ 25835—83, который полностью соответствует стандарту СТ СЭВ 2077—80 и распространяется на грузоподъемные краны всех видов, кроме судовых и плавучих (см. т. 2, разд. IV, гл. 6), лежат два показателя: классы использования (табл. 1.2.1) в зависимости от времени работы механизма и классы нагружения (табл. 1.2.2) в зависимости от коэффициента нагружения K .

Под временем работы механизма понимают время, в течение которого данный механизм находится в движении. Норма времени должна соответствовать для механизмов, подвергающихся капитальному ремонту, — установленному ресурсу до капитального ремонта, а для остальных механизмов — установленному ресурсу до списания. Общее время работы механизма (разгон, установившееся движение, торможение) является его машинным временем $T_{\text{маш}}$ и определяется в часах по формуле

$$T_{\text{маш}} = t_c n_{\text{дн}} t_k, \quad (1.2.1)$$

где t_c — среднесуточное время работы механизма, при котором он находится в движении (действии), ч; $n_{\text{дн}}$ — число рабочих дней в году, $n_{\text{дн}} = 250, 300, 360$ — при двух выходных днях в неделю, при одном и при непрерывном производстве; t_k — срок службы механизма в годах до капитального ремонта или до списания, $t_k = 15 \div 25$ лет. Сроки службы различных элементов одного механизма могут быть меньше регламентированного $T_{\text{маш}}$ (1.2.1)

1.2.1. Классы использования механизмов по ГОСТ 25835—83

Класс использования	A0	A1	A2	A3	A4	A5	A6
Норма времени работы механизмов, ч: св. до	— 800	800 1600	1600 3200	3200 6300	6 300 12 500	12 500 25 000	25 000 50 000

1.2.2. Классы нагружения механизмов

Класс нагружения	Коэффициент нагружения K (1.2.2)	Качественная характеристика класса нагружения
B1	До 0,125	Работа при нагрузках, значительно меньших номинальных, и в редких случаях с номинальной нагрузкой
B2	Св. 0,125 до 0,25	Работа при средних и номинальных нагрузках
B3	Св. 0,25 до 0,50	Работа преимущественно при номинальных и близких к номинальным нагрузкам
B4	Св. 0,50 до 1,00	Постоянная работа при номинальных и близких к номинальным нагрузкам

Примечание. В случае отсутствия конкретных данных для расчета коэффициента K могут быть приняты во внимание качественные характеристики.

и должны быть увязаны с межремонтным периодом планово-предупредительных ремонтов.

Коэффициент нагружения K определяется по формуле

$$K = \sum \left(\frac{P_i}{P_{\text{max}}} \right)^3 \frac{t_i}{\sum t_i}, \quad (1.2.2)$$

где P_i — нагрузка (сила, момент), действующая на механизм за период времени t_i ; P_{max} — максимальная нагрузка (сила, момент), действующая на механизм в течение времени его работы; t_i — продолжительность времени действия нагрузки P_i ; $\sum t_i$ — суммарное время действия нагрузок на механизм.

Нагрузки P_i , P_{max} определяют для концевой звена кинематической цепи механизма (канатный барабан, ходовое колесо, ведущее зубчатое колесо механизма поворота) с учетом всех факторов, включая и процессы неустановившегося движения.

В механизмах подъема груза в качестве нагрузок P_i должны приниматься веса грузов меньше номинальной грузоподъемности и веса грузозахватных органов; в механизмах изменения вылета — нагрузки от весов стрелы и элементов, перемещаемых вместе с ней, силы сопротивления от трения в опорных элементах, ветровая нагрузка; указанные нагрузки определяются при разных вылетах; в механизмах передвижения крана (тележки) — нагрузки, создаваемые двигателями в периоды разгона и тормозами в периоды торможения, силы сопротивления в ходовых частях крана (тележки), ветровая нагрузка; в механизмах поворота — моменты, создаваемые двигателями в периоды разгона и тормозами в периоды торможения, моменты сопротивления вращению в опорно-поворотных устройствах от сил трения; ветровая нагрузка.

В качестве нагрузок P_{max} должны приниматься максимальные суммарные нагрузки в наиболее неблагоприятных условиях работы механизма.

1.2.3. Группа режима работы механизмов по ГОСТ 25835—83

Класс использования	Группа режима для класса нагружения				Класс использования	Группа режима для класса нагружения			
	В1	В2	В3	В4		В1	В2	В3	В4
A0	1М	1М	1М	2М	A4	3М	4М	5М	6М
A1	1М	1М	2М	3М	A5	4М	5М	6М	—
A2	1М	2М	3М	4М	A6	5М	6М	—	—
A3	2М	3М	4М	5М					

1.2.4. Характеристика механизмов грузоподъемных машин по группам режима работы

Группа режима	Характеристика режима	Механизмы
1, 2, 3	Работа с большими перерывами, редкая работа с номинальным грузом, с малыми скоростями и малым числом включений (до 60 в час) аппаратуры управления и электродвигателей (с учетом разгонов до неполной скорости), с малой относительной продолжительностью включения ПВ	Механизмы вспомогательного назначения: механизмы подъема и передвижения ремонтных кранов, работающих в машинных залах; механизмы передвижения строительных и порталных кранов, мостовых перегружателей и башен кабельных кранов; лебедки противоугонных захватов и другие редко работающие механизмы
4	Работа с грузами различной массы со средним числом включений (до 120 в час), средней ПВ	Механизмы подъема и передвижения кранов механических и сборочных цехов заводов со среднесерийным производством и кранов ремонтно-механических цехов; механизмы поворота строительных кранов; электротали; механизмы монтажных кранов на строительстве
5	Постоянная работа с грузами, близкими по массе к номинальным, с высокими скоростями, большим числом включений (до 240 в час), высокой ПВ	Механизмы технологических кранов, цехов и складов на заводах с крупносерийным производством, кранов литейных цехов и механизмы подъема строительных кранов, подъема, поворота и изменения вылета крюковых порталных кранов
6	Постоянная работа с грузами номинальной массы с высокими скоростями, большим числом включений (до 600 в час), высокой ПВ	Механизмы технологических кранов металлургического производства; механизмы подъема и передвижения тележек рудных и угольных перегружателей; механизмы грейферных, магнитных и складских кранов металлургических заводов; механизмы подъема, поворота и изменения вылета грейферных порталных кранов

Примечание. Режим работы крана в целом и основных металлоконструкций крана определяется режимом работы механизма главного подъема.

1.2.5. Соответствие групп режима работы механизмов

Группа режима работы механизмов по ГОСТ 25835—83	1М	2М, 3М	4М	5М	6М
Режим работы согласно Правилам Госгортехнадзора	Ручной	Л	С	Т	ВТ

Группу режима работы механизмов (табл. 1.2.3) определяют в зависимости от классов использования и нагружения. Время работы (1.2.1) и коэффициент нагружения (1.2.2) определяют расчетом. При отсутствии исходных данных для определения класса использования и коэффициента нагружения группу режима работы механизма допускается устанавливать по данным табл. 1.2.4.

Группы режимов работы механизмов главного и вспомогательного подъема груза и механизма подъема стрелы, а также кранов, транспортирующих нагретый до температуры свыше 300 °С или расплавленный металл или шлак, ядовитые, взрывчатые вещества и другие опасные грузы, должны быть не менее 5, за исключением самоходных стреловых кранов, для которых группа режима работы должна быть не менее 3. Это требование не распространяется на механизмы подъема груза, если они не принимают участия в транспортировании вышеперечисленных грузов.

До введения ГОСТ 25835—83 определение режимов работы механизмов в СССР производилось согласно правилам Госгортехнадзора [0.51], которыми были установлены следующие режимы работы механизмов с учетом типа крана: с ручным приводом — Р, с машинным приводом: легкий — Л, средний — С, тяжелый — Т и весьма тяжелый — ВТ. Примерное соответствие группы режимов работы механизмов, устанавливаемых ГОСТ 25835—83 и правилами Госгортехнадзора, приведено в табл. 1.2.5 [5].

Режим работы крана в целом устанавливается ГОСТ 25546—82. Группу режима работы крана определяют в зависимости от класса его использования (табл. 1.2.6) и класса нагружения (табл. 1.2.7). Класс нагружения крана зависит от распределения перемещаемых краном грузов относительно номинальной грузоподъемности крана за срок его службы и характеризуется коэффициентом нагружения K_p , определяемым по формуле

$$K_p = \sum \left[\left(\frac{Q_i}{Q_{ном}} \right)^3 \frac{C_i}{\sum C_i} \right], \quad (1.2.3)$$

где C_i — число циклов работы крана с грузом массой Q_i ; $\sum C_i$ — общее число циклов работы крана за срок его службы; Q_i — масса груза, перемещаемого краном с числом циклов C_i ; $Q_{ном}$ — номинальная грузоподъемность крана.

1.2.6. Класс использования крана

Класс использования	Общее число циклов работы крана за срок его службы	Качественная характеристика класса использования
C0	До $1,6 \cdot 10^4$	Нерегулярное использование
C1	Св. $1,6 \cdot 10^4$ до $3,2 \cdot 10^4$	
C2	Св. $3,2 \cdot 10^4$ до $6,3 \cdot 10^4$	
C3	Св. $6,3 \cdot 10^4$ до $1,25 \cdot 10^5$	
C4	Св. $1,25 \cdot 10^5$ до $2,5 \cdot 10^5$	Регулярное использование при малой интенсивности работы
C5	Св. $2,5 \cdot 10^5$ до $5 \cdot 10^5$	Регулярное использование при средней интенсивности работы
C6	Св. $5 \cdot 10^5$ до $1 \cdot 10^6$	Интенсивное использование
C7	Св. $1 \cdot 10^6$ до $2 \cdot 10^6$	Весьма интенсивное использование
C8	Св. $2 \cdot 10^6$ до $4 \cdot 10^6$	
C9	Св. $4 \cdot 10^6$	Особо интенсивное использование при длительных сроках эксплуатации

Примечания: 1. Цикл работы крана состоит из перемещения грузозахватного органа к грузу, подъема и перемещения груза, освобождения грузозахватного органа и возвращения его в исходное положение. 2. Срок службы кранов (время его работы до списания) устанавливаются в стандартах или технических условиях на краны конкретных видов.

1.2.7. Класс нагружения крана

Класс нагружения	Коэффициент нагружения (1.2.3)	Качественная характеристика класса нагружения
Q ₀	До 0,063	Постоянная работа с грузом, значительно меньшим номинального То же с грузом, меньшим номинального То же с грузом средней массы То же с грузом относительно большой массы То же с грузом приближающимся к номинальному
Q ₁	Св. 0,063 до 0,125	
Q ₂	Св. 0,125 до 0,25	
Q ₃	Св. 0,25 до 0,50	
Q ₄	Св. 0,50 до 1,00	

1.2.8. Группа режима работы кранов (ГОСТ 25546—82)

Класс использования	Группа режима работы кранов для класса нагружения					Класс использования	Группа режима работы кранов для класса нагружения				
	Q ₀	Q ₁	Q ₂	Q ₃	Q ₄		Q ₀	Q ₁	Q ₂	Q ₃	Q ₄
C0	—	—	1К	1К	2К	C5	3К	4К	5К	6К	7К
C1	—	1К	1К	2К	3К	C6	4К	5К	6К	7К	8К
C2	1К	1К	2К	3К	4К	C7	5К	6К	7К	8К	8К
C3	1К	2К	3К	4К	5К	C8	6К	7К	8К	8К	—
C4	2К	3К	4К	5К	6К	C9	7К	8К	8К	—	—

1.2.9. Соответствие групп режима работы кранов

Группа режима работы по правилам Госгортехнадзора	Л	С	Т	ВТ
Группа режима работы по ГОСТ 25546—82 и ИСО 4301—80	1К—3К	4К, 5К	6К, 7К	8К

Значение массы грузозахватного органа, навешиваемого на крюк крана или используемого для непосредственного захвата груза (магнита, грейфера, спредера и т. п.), включают в значения Q_t и $Q_{ном}$. Коэффициент нагружения K_p отражает влияние графика загрузки на выносливость элементов конструкции крана за время его службы. В случае отсутствия конкретных данных для расчета коэффициента нагружения K_p могут быть приняты во внимание качественные характеристики, приведенные в табл. 1.2.7.

Класс нагружения Q_0 со значением K_p до 0,063 в табл. 1.2.7 введен в дополнение к международному стандарту ИСО и характеризует краны с преимущественной работой с малыми грузами (10—15 % от номинального), что характерно для ремонтных кранов машинных помещений, вспомогательных кранов механических цехов, стреловых самоходных кранов большой грузоподъемности и т. п.

Группа режима работы крана приведена в табл. 1.2.8. Ориентировочное сопоставление режимной классификации кранов по действовавшим правилам Госгортехнадзора [0.51] и по ГОСТ 25546—82 дано в табл. 1.2.9 [1, 2].

Из разнообразных сочетаний нагрузок, действующих на кран, можно выделить три основных случая его нагружения.

Первый случай (I) — нормальные нагрузки рабочего состояния возникают при работе в нормальных условиях эксплуатации (с грузом нормального веса, при плавных пусках в ход и торможении, нормальном состоянии подкрановых путей, среднем давлении ветра рабочего состояния). По этим нагрузкам производится расчет на сопротивление усталости (циклическую прочность),

долговечность, износ и нагрев. При расчетах на сопротивление усталости и износ давление ветра можно не учитывать, за исключением случаев, указанных в п. I.7. Группа режима работы кранов, транспортирующих груз, нагретый до температуры свыше 300 °С, или расплавленный металл, шлак, ядовитые, взрывчатые вещества и другие опасные грузы, должна быть не менее 6К, за исключением стреловых самоходных кранов, для которых группа режима работы должна быть не менее 3К. При отсутствии исходных данных, необходимых для определения класса нагружения и класса использования, группу режима допускается устанавливать по данным рекомендуемого приложения к ГОСТ 25546—82. При переменных нагрузках, в том числе весе поднимаемого груза, расчет следует вести не по максимальному, а по среднему (эквивалентному) их значению (п. I.13). Комбинация нагрузок выбирается наиболее часто встречающаяся — характерная.

Второй случай (II) — максимальные (предельные) нагрузки рабочего состояния возникают при работе в наиболее тяжелых условиях эксплуатации с полным (номинальным) грузом. Эти нагрузки могут вызываться максимальными статическими сопротивлениями, резкими пусками и торможениями, максимальной силой ветра рабочего состояния, плохим состоянием подкранового пути, максимальным наклоном. Для плавучих кранов и судовых кранов учитывается максимальный крен и, если предусматривается работа в открытом море, качка на волнении. По этим нагрузкам производится расчет прочности и устойчивости крана в целом и отдельных его элементов, причем выбирается наиболее опасная комбинация нагрузок в пределах действительно возможного их сочетания на основе практики расчетов и эксплуатации кранов. Максимальные нагрузки ограничиваются предельными значениями величин, возникающих при буксовании ходовых колес, проскальзывании муфт предельного момента, срабатывании электрической защиты, срабатывании растормаживающих устройств (у ковочных кранов), срезе контрольных пальцев и т. п.

Третий случай (III) — нагрузки нерабочего состояния возникают при отсутствии груза и при наличии ветра нерабочего состояния (ураган), а в некоторых условиях при изменении температуры воздуха, снегопаде и обледенении. По этим нагрузкам производится проверка прочности и устойчивости крана в целом и отдельных его элементов. Для плавучих, доковых и судовых кранов учитывается также нагрузка, вызываемая качкой на волнении. Положение стрелы, поворотной части и грузовой тележки принимается наиболее опасным, если не предусмотрены специальные блокировочные устройства.

Технологические нагрузки, связанные с выполнением краном технологических операций, в зависимости от их характера, вероятности появления и продолжительности действия относят к нагрузкам первого и второго случаев.

Кроме трех основных случаев нагружения могут иметь место случаи при действии особых нагрузок. К ним относятся транспортные нагрузки при перевозке, монтажные, сейсмические нагрузки, действие взрывной волны, удар в буферы. По этим нагрузкам производят проверку прочности и устойчивости крана и его элементов с минимальными значениями запаса прочности.

Сочетания нагрузок для всех расчетных случаев для металлических конструкций описаны в третьем разделе настоящего тома, для механизмов — в VI разд. т. 2. Вероятностные методы расчета рассматриваются в п. I.16.

1.6. Нагрузки весовые и технологические

Собственный вес элементов крана является вертикальной статической нагрузкой в стационарных конструкциях и динамической — в вертикальной и горизонтальной плоскостях в подвижных конструкциях. Собственные веса кранов и их элементов (тележек мостовых кранов и т. п.) приведены в четвертом разделе второго тома, а их металлоконструкций — в третьем разделе настоящего тома. Требования к галереям, площадкам и лестницам указаны в правилах Госгортехнадзора [О.51] и приведены в п. III.5 настоящего тома.

Галереи, площадки и лестницы рассчитываются на подвижную сосредоточенную нагрузку массой 300 кг. Перила рассчитываются на подвижную горизонтальную нагрузку в 300 Н, приложенную к поручню. Влияние этих нагрузок на другие элементы конструкций ввиду малости можно не учитывать.

Грузоподъемностью крана называется масса максимального поднимаемого груза, вес которого $G = Qg$, где $g = 9,8 \approx 10 \text{ м/с}^2$. В кранах со сменными грузозахватными устройствами масса последних включается в грузоподъемность. Масса крюковой подвески не входит в грузоподъемность крана.

Вес груза является динамической нагрузкой в вертикальной и горизонтальной плоскостях (см. п. I.8). Установление переменной массы транспортируемого груза за срок его службы необходимо при расчетах на сопротивление усталости, нагрев и износ. В работах [О.21, 26] вводятся четыре группы относительных нагрузок от поднимаемых масс грузов, характеризующихся спектрами с величинами $p = 1; 2/3; 1/3$ и 0, представляющими собой отношение минимальной массы груза, которая достигается в рабочих циклах, к максимальной (рис. I.2.1). Распределение $p = 0$ соответствует подъемам максимальных грузов лишь в порядке исключения, $p = 1/3$ — изредка, $p = 2/3$ — достаточно часто, $p = 1$ — регулярно; $p = 1/3$ используется для подъема грузов, составляющих $1/3$, а $p = 2/3$ — от $1/3$ до $2/3$ максимальной грузоподъемности. Общее число циклов работы крана за срок его службы $\sum C$ отложено по осям абсцисс. Для различных типов кранов спектры поднимаемых грузов приведены в работах [О.7,

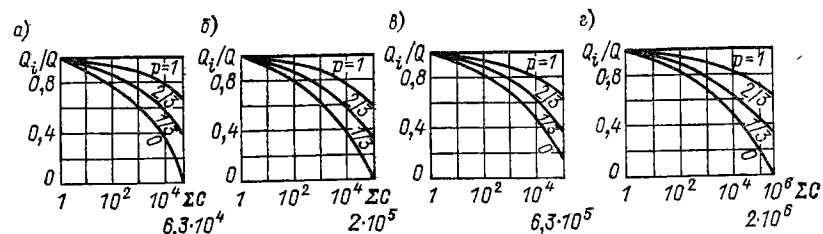


Рис. 1.2.1. Спектры грузов по [26]: а — нерегулярная, случайная работа с длительными периодами простоев; б — постоянная работа с многочисленными остановками и простоями; в — постоянная регулярная интенсивная работа; г — интенсивная почти непрерывная, с очень короткими периодами остановок работа [0.7, 0.21]

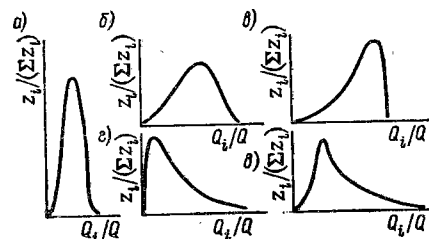


Рис. 1.2.2. Спектры грузов: а — мостовые краны общего назначения [0.21]; б, в — мостовые транспортные краны прокатных цехов с лапами и с вращающейся тележкой [10]; г — строительный башенный кран [0.7, 0.21]; д — автомобильные краны [0.21, 40]

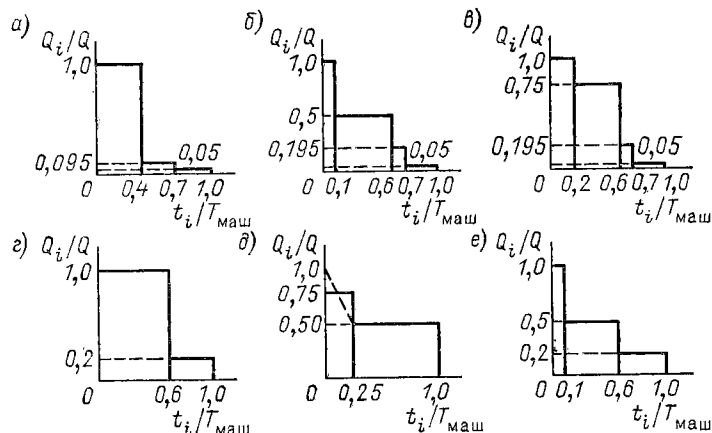


Рис. 1.2.3. Типовые графики загрузки механизмов подъема мостовых кранов: крюковых — с режимом работы: а — 1М — 3М (Л); б — 3М, 4М (С); в — 5М, 6М (Т) и г — 6М (ВТ); д — грейферных и е — магнитных с режимами 6М (ВТ) [28, 29]

0.21, 3, 10, 13, 15, 18, 40, 44, 45, 50, 51, 52] и др. и на рис. 1.2.2 и 1.2.3 [28, 29]. При отсутствии таких статистических данных оценка переменной массы груза Q_3 может быть принята в зависимости от режима работы крана по формуле

$$Q_3 = \varphi_3 Q, \quad (1.2.4)$$

где $\varphi_3 \leq 1$ — коэффициент режима нагружения (коэффициент эквивалентности) для режимов работы: 8К — $\varphi_3 = 1$; 7К, 6К —

$\varphi_3 = 0,8 \div 0,7$; 5К, 4К — $\varphi_3 = 0,7 \div 0,6$. Для режимов работы 1К—3К расчет на сопротивление усталости не производится (см. разд. 1, гл. 5).

При определении номинальной массы груза геометрическая вместимость грейфера согласно ГОСТ 24599—81 есть объем воды в ковше грейфера плюс призматическая шапка с двумя вертикальными и двумя наклонными под углом $\alpha = 0 \div 60^\circ$ сторонами. В стандартах или технических условиях ГОСТ 24599—81 рекомендует указывать геометрическую вместимость грейфера при $\alpha = 0$ и $\alpha = 30^\circ$. Фактическая масса зачерпываемого груза (зачерпывающая способность грейфера) должна быть не более номинальной массы груза и не менее 0,63—0,80 ее значения в зависимости от вида груза (см. т. 2, п. V.12).

При работе с грузами разной плотности кран должен снабжаться сменными грейферами различной емкости. Номинальную массу зачерпываемого груза $Q_{ном}$ в тоннах определяют по формуле $Q_{ном} = Q - Q_r$, где Q — грузоподъемность крана, т; Q_r — масса грейфера, т.

При работе в воде или вязких материалах емкость грейфера должна быть снижена для компенсации силы присоса. В этих случаях, если отсутствуют специальные данные, рекомендуется расчетный вес грейфера с грузом условно увеличивать на 25 %.

При поднятии металлических грузов электромагнитами с металлического основания происходит примагничивание груза, что вызывает увеличение усилия для подъема с решетчатого металлического основания на 25—35 %, а со сплошного металлического — на 35—46 % [16, 32].

Технологические нагрузки чаще всего имеют место при работе металлургических кранов. Сюда относятся нагрузки при выталкивании слитков из изложниц и отрыве их от поддонов, при вытаскивании лопаты из-под пакетов листов или болванок, при поворачивании поковки кантователем, при ударах молота, при разравнивании шихты в печах, очистке днищ нагревательных колодцев, подталкивании вагонеток по рельсовым путям и др. Ввиду затруднительности, а иногда и невозможности точного определения этих нагрузок механизмы следует снабжать предохранительными устройствами в виде муфт предельного момента, растормаживающих устройств, предохранительных роликов и других конструкций, ограничивающих передачу усилий и моментов в пределах безопасных значений. Естественным предохранением является пробуксовывание приводных колес механизмов передвижения тележек и кранов при разравнивании хоботом завалочного крана шихты в печах, подталкивании вагонеток и в других подобных случаях. Все элементы кранов, воспринимающие указанные нагрузки, рассчитываются на действие максимальных усилий и моментов, допускаемых предохранительными устройствами. Нагрузки, возникающие при срабатывании предохранительных уст-

ройств, следует относить ко второму случаю [О.9, О.21, О.47, О.54].

Максимальная сила давления на хобот у мостовых завалочных кранов при случайных нагрузках определяется при условии отрыва двух ходовых колес тележки от рельсов; это подтверждается изогнутыми осями предохранительных роликов, перемещающихся по нижним поясам моста.

У напольно-завалочных машин наибольшее усилие на хоботе определяется при передвижении им состава вагонеток с мульдами в условиях пробуксовывания ходовых колес моста.

У клещевых колодезных кранов часто горячие слитки, подаваемые к колодезным печам, после стрипперования «примерзают» к изложницам и поддонам, что приводит к одновременному подъему слитка с изложницей и поддоном. При этом действительная нагрузка оказывается в два-три раза выше номинальной расчетной. При выполнении операции поправки слитков, завалившихся в угол нагревательного колодца, горизонтальная нагрузка на концы клещей не может превзойти по величине усилия пробуксовки ведущих колес крана или усилия от наибольшего возможного момента двигателя при вращении клещей в предположении, что фрикционная предохранительная муфта затянута до отказа и не выполняет своего назначения.

Сила давления штемпеля стрипперного крана при выталкивании слитка весом $G = 10 \div 200$ кН из изложницы принимается исходя из опыта эксплуатации стрипперных кранов по эмпирической формуле [О.58] $P = 750 + 10G$ кН. Фактически эта сила зависит от качества поверхности изложниц и от подготовки их к разливке. Поэтому при хорошем состоянии парка изложниц она будет уменьшена и, наоборот, при плохом — увеличена. Сила P является внутренней и не передается на мост крана.

Сила сталкивания пакета листов или болванки с лопаты грузочного крана при ее горизонтальном положении равна силе трения скольжения между сталкиваемым материалом и лопатой. При этом коэффициент трения скольжения обычно принимается равным 0,25.

Имея в виду динамические нагрузки, возникающие во время ковки, и возможность значительных перегрузок ковочных кранов вследствие запаздывания срабатывания растормаживающего устройства, расчет этих кранов следует производить принимая коэффициент перегрузки по грузу равным от 2 до 1,25 (для ковочного крана грузоподъемностью 150 т — 1,5; грузоподъемностью 320 т — 1,25) [12].

1.7. Нагрузки от ветра, снега и гололеда

Выбор расчетных величин давления ветра производится по ГОСТ 1451—77. Различают максимальную ветровую нагрузку в рабочем и нерабочем состоянии крана $P_{в II}$ и $P_{в III}$ (II и III рас-

четные случаи нагружения), а также среднюю нагрузку ветра рабочего состояния $P_{в I}$ для определения мощности электродвигателей механизмов, принимаемую равной $P_{в I} = 0,6P_{в II}$. Для высоких кранов, имеющих период собственных колебаний низшей частоты более 0,25 с и установленных в IV—VII ветровых районах, учитывается давление ветра на конструкцию при нагрузках первого расчетного случая, т. е. при расчетах металлоконструкций на сопротивление усталости.

Ветровая нагрузка на кран должна быть определена как сумма статической и динамической составляющих. Статическая составляющая, соответствующая установившейся скорости ветра, должна быть учтена во всех случаях; динамическая составляющая, вызываемая пульсацией скорости ветра, — только при расчете на прочность металлических конструкций, противоугонных устройств и при проверке кранов на устойчивость против опрокидывания.

Статическую составляющую ветровой нагрузки $P_{в}$ на кран или его часть, или на груз, следует определять по формуле

$$P_{в} = \sum (p_{в} F_{н}), \quad (1.2.5)$$

где $p_{в}$ — распределенное давление ветра в данной зоне высоты; $F_{н}$ — расчетная наветренная площадь (нетто) конструкции и груза, определяемая из таблиц приложений 1 и 2 к ГОСТ 1451—77. Величину $F_{н}$ приближенно можно принимать $F_{н} = \varphi F_{б}$, где $F_{б}$ — площадь брутто передней со стороны грани конструкции, ограниченная ее контуром; φ — коэффициент заполнения, определяемый по табл. 1.2.16 и находящийся в пределах 0,2—0,6 для решетчатых ферм из прямоугольных профилей и 0,2—0,4 для ферм из труб. Минимальные значения относятся к безраскосным фермам. Для механизмов $\varphi = 0,8 \div 1,8$; для сплошных конструкций, кабин и противовесов $\varphi = 1$. При нескольких плоскостях балок (ферм) одинаковой высоты h и расстоянии между ними $b \leq h$ принимается площадь передней балки; при $h < b < 2h$ — площадь передней балки плюс 50 % каждой последующей балки; при $s \geq 2h$ — площадь всех балок. Части задних балок, которые не перекрываются передними балками, учитываются полностью. Для конструкций из труб расчетная наветренная площадь может быть уменьшена умножением на поправочный коэффициент 0,75.

Наветренная площадь груза принимается по фактическим данным, а при отсутствии их определяется по табл. 1.2.10 (ГОСТ 1451—77), а для грузоподъемных устройств морских судов [О.50] у кранов грузоподъемностью до 10 т включительно 2 м^2 на 1 т при грузоподъемности до 2 т включительно и 1 м^2 на 1 т при грузоподъемности 10 т; для промежуточных грузоподъемностей площадь груза определяется интерполяцией. Давление ветра на груз будет передаваться на конструкцию в месте опоры подъемного каната.

1.2.10. Расчетная площадь груза F_r в зависимости от его грузоподъемности

Q, т	F_r , м ²	Q, т	F_r , м ²	Q, т	F_r , м ²	Q, т	F_r , м ²
0,20	1,0	2,00	4,0	16,0	14,0	32,0	20,0
0,50	2,0	3,20	5,6	20,0	16,0	63,0	28,0
1,00	2,8	5,00	7,1	25,0	18,0	100,0	36,0
1,60	3,6	10,0	10,0				

Примечание. Ветровую нагрузку на груз принимают не менее 500 Н.

Распределенное давление ветра

$$p_v = qkcn, \quad (1.2.6)$$

где q — динамическое давление (скоростной напор) ветра, принимаемое в соответствии с табл. 1.2.11 для рабочего состояния незафиксированного груза в зависимости от района установки крана и с табл. 1.2.12 для нерабочего состояния в зависимости от района установки, причем территория СССР разделяется на семь ветровых районов; если предельная ветровая нагрузка, действующая на груз или элементы крана, ограничена условиями безопасности ведения работ или технологией выполнения перегрузочных или монтажных операций, то допускается принимать значения динамического давления q в соответствии с техническим заданием на проектирование крана, но не ниже 50 Па. Динамическое давление ветра q (Н/м²) связано с плотностью воздуха ρ и его скоростью формулой

$$q = \rho v^2 / 2 \approx v^2 / 1,6, \quad (1.2.7)$$

где $\rho = 1,225$ кг/м³; v — скорость ветра, направленная параллельно поверхности земли, м/с (для случая, когда ветровая нагрузка

1.2.11. Динамическое давление (скоростной напор) ветра q на высоте до 10 м над поверхностью земли (воды) по ГОСТ 1451—77 в зависимости от назначения кранов для рабочего состояния

Краны	Скорость ветра v , м/с	Динамическое давление q , Па, по формуле (1.2.6)
Строительные, монтажные, для полигонов железобетонных изделий, штучных грузов, а также стреловые самоходные общего назначения	14,0	125
Всех типов, устанавливаемые в речных и морских портах	20,0	250
Устанавливаемые на объектах, исключающих возможность перерыва в работе	28,5	500

Примечание. Для грузоподъемных устройств на морских судах [0, 50] $q = 400$ Па.

1.2.12. Динамическое давление (скоростной напор) ветра q на высоте до 10 м над поверхностью земли (воды) по ГОСТ 1451—77 в зависимости от района СССР для нерабочего состояния

Показатель	Район СССР						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Скорость ветра v , м/с	21	24	27	30	33	37	40
Динамическое давление q , Па	270	350	450	550	700	850	1000

Примечание. Если район установки крана точно неизвестен, $q = 450$ Па.

1.2.13. Зависимость между числом баллов по шкале Бофорта и скоростью ветра [19]

Балл	Сила ветра	Предельная скорость ветра на высоте 10 м, м/с
0	Штиль	0,2
1	Тихий	1,5
2	Легкий	3,3
3	Слабый	5,4
4	Умеренный	7,9
5	Свежий	10
6	Сильный	13,8
7	Крепкий	17,1
8	Очень крепкий	20,7
9	Шторм	24,4
10	Сильный шторм	28,4
11	Жестокий шторм	32,6
12	Ураган	> 32,6

задана числом баллов по шкале Бофорта, скорость ветра определяется согласно данным табл. 1.2.13); k — коэффициент, учитывающий изменение динамического давления по высоте, принимаемый по табл. 1.2.14; c — коэффициент аэродинамической силы, принимаемый по рекомендуемому приложению 1 к ГОСТ 1451—77 или данным аэродинамических исследований; для груза $c = 1,2$, а коэффициент k при этом принимают по максимальной высоте подъема груза. Приближенные значения c приведены в табл. 1.2.15. Для двух или нескольких ферм или балок, установленных параллельно, величина c для первой (с наветренной стороны) фермы принимается согласно указанному выше; для второй и последующих — принимается $c' = c\eta$, где η — коэффициент, определяемый по табл. 1.2.16; n — коэффициент перегрузки, для рабочего состояния, принимаемый равным 1 независимо от применяемого метода расчета, а для нерабочего состояния при расчете конструк-

1.2.14. Поправочный коэффициент k в зависимости от высоты над уровнем земли (воды) по ГОСТ 1451—77

Высота над поверхностью земли, м	10	20	40	60	100	200	350 и выше
Коэффициент k	1,00	1,25	1,55	1,75	2,10	2,60	3,10

Примечания: 1. При установке кранов в городах, включая окраины, в лесных массивах и других местностях, покрытых препятствиями высотой более 10 м, допускается снижать значение коэффициента k в пределах высоты: до 20 м — на 30%; 20—60 м — на 15%; 60—100 м — на 10%. 2. Для промежуточных высот значения k допускается определять линейной интерполяцией. 3. В пределах отдельных зон конструкции, при высоте каждой зоны не более 10 м, значение коэффициента k допускается принимать постоянным.

1.2.15. Приближенные значения коэффициента аэродинамической силы c

Тип конструкции		c
Балки с выступающими поясами и наружными ребрами, плоские фермы из прямоугольных профилей		1,4 ¹ —1,6
Коробчатые конструкции с гладкими наружными поверхностями; прямоугольные кабины; противовесы; канаты; груз; понтоны		1,2
Конструкции из труб в зависимости от параметра qkd^2 , Н, где d — диаметр трубы, м	До 5	1,2
	Св. 5 до 8	1,0
	» 8 » 15	0,7
	» 15 » 25	0,5
	» 25 » 100	0,6
» 100 » 1000	0,7	

¹ Только для расчета остойчивости плавучих кранов.

1.2.16. Коэффициент η в зависимости от коэффициента заполнения фермы Φ и отношения b/h расстояния между фермами (балками) к их высоте

$\frac{b}{h}$	Φ					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6 и выше
1/2	0,93	0,75	0,56	0,38	0,19	0
1	0,99	0,81	0,65	0,48	0,32	0,15
2	1,0	0,87	0,73	0,59	0,44	0,30
6	1,0	0,93	0,83	0,72	0,61	0,50

Примечание. $\Phi = \sum i_i / S$, где i_i — площадь проекции элемента фермы на ее плоскость; S — площадь фермы по ее наружным габаритным размерам.

1.2.17. Коэффициент пульсации скорости ветра (ГОСТ 13994—81)

H , м	От 0 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 70	Св. 70 до 80	Св. 80 до 90	Св. 90 до 100	Св. 100 до 200
m_{Π}	0,120	0,110	0,105	0,100	0,095	0,090	0,085	0,080	0,075	0,070

1.2.18. Коэффициент динамичности (ГОСТ 13994—81)

τ , с	1	2	3	4	5	6	7	8
ξ	1,75	2,25	2,65	2,96	3,16	3,22	3,26	3,30

ции крана по методу предельных состояний — 1,1, а по методу допускаемых напряжений — 1.

Динамическая составляющая ветровой нагрузки, вызванная колебаниями крана от пульсации скорости ветра и действующая в месте приложения статической составляющей ветровой нагрузки по ГОСТ 13994—81, а также для всех типов стреловых кранов P_v определяется по формуле

$$P_v^d = 3S_v = 3m_{\Pi}\xi P_v, \quad (1.2.8)$$

где m_{Π} — коэффициент пульсации скорости ветра, принимаемый по табл. 1.2.17 в зависимости от высоты расположения рассматриваемого участка крана над поверхностью земли, Н; ξ — коэффициент динамичности, определяемый по табл. 1.2.18; S_v — среднеквадратическое отклонение ветровой нагрузки.

Период τ собственных колебаний крана устанавливается по данным натурных испытаний, а при их отсутствии его разрешается принимать по рекомендуемому приложению 3 к ГОСТ 13994—81, а также определять по формулам (1.3.21) и (1.3.22) и по формуле

$$\tau = 2\pi \sqrt{\left(\frac{J}{l^2 \cos^2 \beta_1} + Q\right) \delta}, \quad (1.2.9)$$

где J — момент инерции всех частей крана относительно ребра опрокидывания (см. п. 1.2.2), кгм^2 ; Q — масса рабочего груза и грузозахватного приспособления, кг; l — длина отрезка прямой от ребра опрокидывания до точки подвеса, м; β_1 — угол перпендикуляра к этой прямой с вертикалью; δ — вертикальное перемещение точки подвеса груза от действия вертикальной составляющей силы, приложенной к этой точке.

Суммарные усилия от статической P_v и динамической P_v^d составляющих ветровой нагрузки $P = P_v + P_v^d$, где $P = P_{vII}$ для q принимают по табл. 1.2.11 и $P = P_{vIII}$, для q — по табл. 1.2.12.

Для высоких кранов, имеющих период собственных колебаний ниже частоты более 0,25 с и установленных в IV—VII ветровых районах (ГОСТ 1451—77), независимо от режима работы крана учитывают давление ветра на конструкцию в I случае расчетных нагрузок (при расчетах на сопротивление усталости), причем суммарное число циклов изменения динамических ветровых нагрузок на кран приближенно при расчете в запас [0.58, 4]

$$N_v \approx \alpha_v 36 t_{кр} / \tau, \quad (1.2.10)$$

где $t_{кр}$ — срок службы крана, ч, $t_{кр} = 8760L$ (число лет L см. в табл. 1.3.2); α_v — повторяемость учитываемых скоростей ветра, % (табл. 1.2.19); τ — период собственных колебаний крана ниже частоты, с (1.2.9).

1.2.19. Повторяемость (% в год) скоростей ветра v , м/с (скоростного напора q , Па)

Ветровой район ГОСТ 1451—77	Ветровой район ГОСТ 1451—77				Ветровой район ГОСТ 1451—77	Ветровой район ГОСТ 1451—77			
	$v \geq 16$ ($q \geq 150$)	$v \geq 20$ ($q \geq 250$)	$v \geq 24$ ($q \geq 400$)	$v \geq 34$ ($q \geq 700$)		$v \geq 16$ ($q \geq 150$)	$v \geq 20$ ($q \geq 250$)	$v \geq 24$ ($q \geq 400$)	$v \geq 34$ ($q \geq 700$)
I	0,35 (30,6)	0,039 (3,4)	—	—	V	4,93 (435)	1,51 (132)	0,36 (31,6)	0,0645 (5,7)
II	0,76 (66,5)	0,137 (12)	0,048 (4,2)	—	VI	7,8 (682)	2,81 (246)	1,34 (117)	0,232 (20,3)
III	1,56 (136,5)	0,347 (30,4)	0,083 (7,3)	—	VII	5,96 (522)	2,21 (193)	0,54 (47,3)	0,22 (19,3)
IV	3,9 (342)	0,945 (82,7)	0,24 (21)	0,0535 (4,7)					

Примечания: 1. В скобках приведены числа часов в год исходя из годового числа часов 8760. 2. Ветровой район VII по сравнению с VI имеет большие единичные значения v (q).

Для расчета прочности плавучих и судовых кранов, работающих в морских портах и в открытом море, по методам расчета, одобренным Морским Регистром СССР [0.51], давление ветра рабочего состояния принимается равным $p_{в II} = 400$ Па и нерабочего состояния $p_{в III} = 2000$ Па по всей высоте крана. Величина $p_{в III}$ может быть обоснованно уменьшена (в зависимости от бассейна плавания и других условий) до значения не менее 1000 Па.

Для элементов конструкций круговой цилиндрической формы, расположенных на большой высоте, необходимо производить поперечный расчет на резонанс (в поперечном к ветру направлении), когда периоды срыва вихрей ветра равны периоду собственных колебаний конструкции, при критической скорости ветра $v_{кр} = 5d/\tau$, где d — диаметр элемента конструкции (м), для конструкций с малой коничностью (с уклоном не более 0,01) — диаметр его сечения на уровне $2/3$ высоты; τ — период собственных колебаний при условии $2\sqrt{q} \leq v_{кр} < 25$ м/с [0.60, 30, 31, 35, 46, 48, 49], где q выбирается из табл. 1.2.12. При про-верке на резонанс амплитуда интенсивности аэродинамической силы $P(z)$ (Н/м) на уровне z при колебаниях элементов металличе-ской конструкции круговой цилиндрической формы $P(z) = P_0 a(z)$ [0.60], где P_0 — амплитуда интенсивности на уровне свободного конца балки консольного типа или в середине пролета однопролетной шарнирно опертой балки, $P_0 = v_{кр}^2 d/6,4$; $a(z)$ — относительная ордината прогибов для первой формы собственных колебаний; для двухопорной балки, шарнирно опертой по кон-цам, $a(z) = \sin \pi z/l$.

Резонансные усилия и перемещения на уровне z определяются по формуле $X_{рез}(z) = \pi X^c(z)/\delta$ [0.60], где $X^c(z)$ — прогиб, изгибающий момент или поперечная сила от статически прило-женной нагрузки $P(z)$; δ — логарифмический декремент колеба-ний, $\delta = 0,05$.

В результате в трубчатых элементах маловероятно возникно-вление колебаний для однопролетной балки с шарнирным опи-ранием концов при $l/d \leq 40$, а при жестком закреплении обоих концов при $l/d \leq 50$, для консольной балки при $l/d \leq 20$ [35]; опыт эксплуатации это подтверждает.

Снеговая нагрузка [0.60] определяется по горизонтальной проекции воспринимающей поверхности из расчета 500—2500 Па в зависимости от зоны работы крана, для средней полосы Европей-ской части СССР и Сибири — 1000 Па. Обычно снеговая нагрузка для кранов не учитывается. Гололед [0.60], возникающий при определенной влажности воздуха и температуре от 0 до -5°C , образует на оттяжках и канатах, а также иногда на решетчатых металлических конструкциях корку толщиной 1—1,2 см. Плот-ность гололеда равна 900 кг/м³.

Карта районирования СССР в зависимости от динамического давления ветра приведена в рекомендуемом приложении к ГОСТ 1451—77. По правилам Регистра СССР по грузоподъемным устройствам морских судов [0.50] значение $q = 1000 \div 2000$ Па.

1.8. Нагрузки от сил инерции и качания груза на канатах

Различают силы инерции, вызванные пусками и торможениями механизмов крана; возникающие при неравномерном движении элементов стрелового устройства при установившейся частоте вра-щения двигателей или при изменении частоты вращения в резуль-тате колебаний величины нагрузки (двигатели с мягкой характе-ристкой); при вращении элементов (центробежные силы инерции) и совместной работе механизмов поворота и изменения вылета (кориолисовы силы инерции); вызванные толчками из-за неров-ностей путей передвижения; при наезде на концевые упоры (бу-феры) (см. т. 2, п. V.9); вызванные качкой плавучих сооружений (см. п. I.9).

В результате взаимодействия сил инерции и сил упругости элементов механизмов и металлических конструкций возникают динамические нагрузки. Они определяются путем анализа про-цессов в соответствующей динамической системе, обычно описы-ваемых дифференциальными уравнениями; при этом могут быть учтены многие факторы (зазоры в передачах, нелинейности в уп-ругих связях, затухание колебаний), которые позволяют доста-точно точно отразить процессы, реально протекающие при работе крана. При эскизном, а часто и рабочем проектировании для опре-

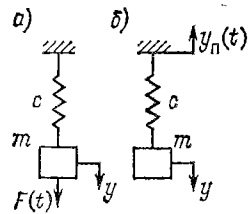


Рис. 1.2.4. Схемы силового (а) и кинематического (б) воздействия

деления динамических нагрузок применяются упрощенные формулы, полученные при решении дифференциальных уравнений движения, или используют силы инерции $F_n = ma$, где m — масса элемента крана, движущаяся с ускорением a .

При составлении уравнений движения могут использоваться как силовые, так и кинематические воздействия (рис. 1.2.4). Если на массу m , подвешенную на упругой связи с коэффициентом жесткости c , действует изменяющаяся по произвольному закону сила $F(t)$ (рис. 1.2.4, а), то дифференциальное уравнение движения имеет вид

$$m\ddot{y} + cy = F(t), \quad (1.2.11)$$

где y — перемещение, отсчитываемое от положения равновесия при отсутствии внешней силы.

При кинематическом перемещении точки закрепления упругой связи по закону $y_n(t)$ (рис. 1.2.4, б) дифференциальное уравнение движения массы m :

$$m\ddot{y} + cy = m\ddot{y}_n(t), \quad (1.2.12)$$

где y — перемещение массы m относительно точки закрепления упругой связи.

Уравнение (1.2.12) совпадает по виду с уравнением движения (1.2.11), поэтому все выводы, получаемые при исследовании движения массы m под действием приложенной к ней вынуждающей силы $F(t)$, можно применить и при исследовании движения, вызываемого перемещением точки крепления упругой связи.

При нулевых начальных условиях решение уравнения (1.2.11):

$$y = \frac{1}{mp} \int_0^{t_1} \sin p(t_1 - t) F(t) dt, \quad (1.2.13)$$

где p — частота собственных колебаний груза, $p = \sqrt{c/m}$. В выражении (1.2.13) t_1 следует рассматривать как постоянную величину.

Если на массу m действует ограниченная линейно возрастающая нагрузка (рис. 1.2.5, а), то в соответствии с уравнением (1.2.13) найдем (рис. 1.2.5, б)

$$y = y_{ст} \left[1 - \frac{2}{pT} \sin \frac{pT}{2} \cos \frac{p(2t - T)}{2} \right],$$

где $y_{ст} = F_0/c$ — статическое смещение массы m под действием

Рис. 1.2.5. Зависимости силового воздействия (а) и соответствующего ему перемещения массы (б) от времени

силы F_0 ; T — время нарастания нагрузки. Наибольшее значение перемещения

$$y_{max} = y_{ст} \left(1 + \frac{\tau}{\pi T} \left| \sin \frac{\pi T}{\tau} \right| \right),$$

где τ — период собственных колебаний груза, $\tau = 2\pi/p$. Динамический коэффициент ψ как отношение максимального перемещения y_{max} к статическому $y_{ст}$:

$$\psi = 1 + \frac{\tau}{\pi T} \left| \sin \frac{\pi T}{\tau} \right| = 1 + k_n, \quad (1.2.14)$$

где k_n — коэффициент нарастания нагрузки, график изменения которого в зависимости от отношения T/τ изображен на рис. 1.2.6 штриховой линией. Для практического применения k_n принимается при $T > 0,5\tau$ по огибающей кривой (рис. 1.2.6, сплошная линия). При $T = 0$ (мгновенное приложение нагрузки) $k_n = 1$, $\psi = 2$; при $T > 6,5\tau$ $k_n < 0,05$, $\psi < 1,05$ и с точностью до 5 % динамическим влиянием нагрузки на систему можно пренебречь. Для увеличения времени нарастания нагрузки в передаточные звенья механизмов вводят упругие элементы.

В случае мгновенного приложения нагрузки F_0 и времени ее действия t_n (рис. 1.2.7, а) в соответствии с формулой (1.2.13) получим при $t < t_n$, что $y = y_{ст} (1 - \cos pt)$ и $y_{max} = 2y_{ст}$ при $t_n \geq 0,5\tau$. При $t_n < 0,5\tau$ $y = 2y_{ст} \sin(0,5pt_n) \sin[0,5p(2t - t_n)]$ и максимальное смещение

$$y_{max} = \begin{cases} 2y_{ст} \sin(0,5pt_n) & \text{при } t_n < 0,5\tau; \\ 2y_{ст} & \text{при } t_n \geq 0,5\tau. \end{cases} \quad (1.2.15)$$

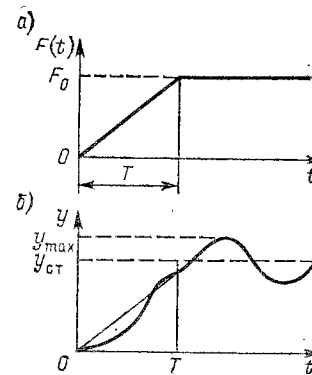
Динамический коэффициент $\psi = y_{max}/y_{ст} = 2$ при $t_n \geq 0,5\tau$ (рис. 1.2.7, б); при $t_n < 0,5\tau$ $\psi < 2$, при $t_n < \tau/6$ динамическое перемещение массы m не достигает $y_{ст}$.

В случае внезапного снятия постоянной нагрузки F_0 , $y = y_{ст} \cos pt$, и

$$y_{max} = y_{ст}. \quad (1.2.16)$$

Все зависимости, касающиеся сил $F(t)$, действительны также и для крутящих моментов $M(t)$. Динамические нагрузки учитываются с помощью динамических коэффициентов и рассматриваются как квазистатические. О случайном характере динамических нагрузок см. п. 1.16.

В процессе колебания крановой конструкции и груза происходит их затухание. На интенсивность рассеивания энергии при



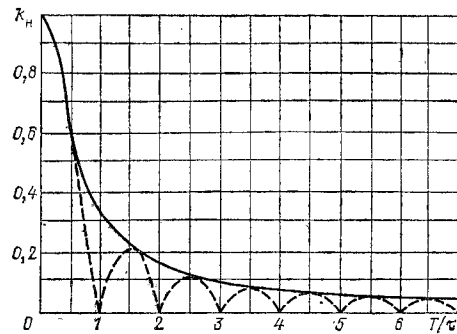


Рис. 1.2.6. Зависимость коэффициента нарастания нагрузки k_H от T/τ

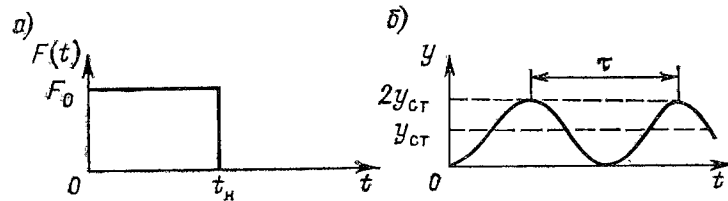


Рис. 1.2.7. Схема внезапного приложения нагрузки (а) и соответствующее ей перемещение массы при $t_H > 0,5\tau$ (б)

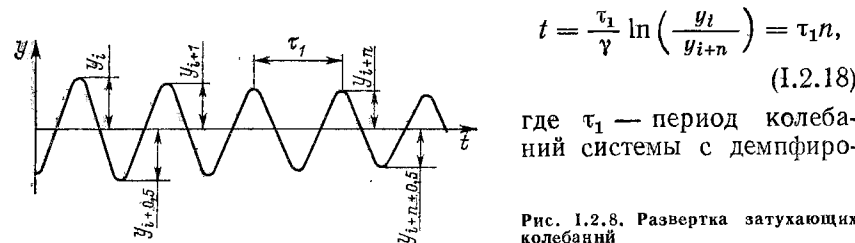
колебаниях влияет множество факторов; обычно надежной информацией о распределении сил трения не располагают, поэтому оценивают лишь интегральный эффект, например логарифмический декремент колебания.

Логарифмический декремент колебания γ определяется как логарифм отношения двух последовательных отклонений (рис. 1.2.8): $\gamma = \ln(y_i/y_{i+1})$. При расчетах динамических нагрузок в крановых конструкциях он обычно принимается не зависящим от величины отклонения и определяется из экспериментальной осциллограммы затухающих колебаний по выражению

$$\gamma = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{y_i + y_{i+0,5}}{y_{i+n} + y_{i+n+0,5}} \right), \quad (1.2.17)$$

где $(y_i + y_{i+0,5})$ и $(y_{i+n} + y_{i+n+0,5})$ — размахи колебаний (рис. 1.2.8) соответственно в i -м и отстоящем от него на n периодов $(i+n)$ -м циклах колебаний.

Время затухания колебаний от y_i до отклонения y_{i+n} [О.21]



$$t = \frac{\tau_1}{\gamma} \ln \left(\frac{y_i}{y_{i+n}} \right) = \tau_1 n, \quad (1.2.18)$$

где τ_1 — период колебаний системы с демпфиро-

Рис. 1.2.8. Развертка затухающих колебаний

1.2.20. Средние значения логарифмического декремента колебаний γ для основного тона колебаний

Часть, механизм или узел крана	Источник информации	γ
Коробчатые крановые мосты ¹	[О. 17]	0,05—0,12
Металлические конструкции козловых кранов	[О. 11]	0,10—0,22
Металлические конструкции стреловых устройств порталных кранов	[11]	0,05
Металлические конструкции портала порталных кранов (включая опорно-поворотное устройство, ходовые тележки и крановые пути)	[11]	0,35—0,45
Механизмы подъема груза и поворота порталных кранов	[11]	0,30—0,50
Механизмы изменения вылета стрел порталных кранов	[11]	0,15—0,40
При крутильных колебаниях груза на канатном подвесе мегаллургического крана	[24]	0,04—0,20
При колебаниях грейфера из плоскости стрелы порталного крана	[9]	0,135

¹ Для крановых мостов с практически достаточной точностью $\gamma = 5,5 \cdot 10^{-3}/\tau^2$, где τ — период собственных колебаний моста с тележкой без груза, расположенной в середине пролета, с [О. 21].

ванием; при малом демпфировании он практически не отличается от периода колебаний консервативной системы [27]; n — число колебаний при затухании от y_i до отклонения y_{i+n} .

Средние значения γ для основного тона колебаний приведены в табл. 1.2.20. Рассеянию энергии при колебаниях посвящены работы [О.68, 11, 27]. Допустимое время затухания колебаний конструкции зависит от типа крана и условий его эксплуатации. Если колебания конструкции или кабины крановщика чрезмерны, целесообразно использовать гасители колебаний или виброизоляцию места крановщика [34].

При работе механизма подъема груза динамические нагрузки возникают в периоды неустановившегося движения при подъеме груза с основания и опускании на него; при пуске (торможении) висящего груза на подъем или спуск. При подъеме груза с жесткого основания при слабонатянutom канате (подъем с подхватом) или мгновенном торможении опускающегося груза массой m_T динамический коэффициент нагрузки на металлоконструкцию ψ_M , или отношение максимальной нагрузки F_{max} к статической от веса G груза: $\psi_M = F_{max}/G$ может быть определен из рассмотрения двухмассовой расчетной схемы (рис. 1.2.9, а) по выражению

$$\psi_M = 1 + \frac{vc_M}{\rho_1 (\rho_2^2 - \rho_1^2) m_M \lambda_{ст}}, \quad (1.2.19)$$

где v — скорость отрыва груза от основания, или скорость его спуска; m_M и c_M — приведенные к точке приложения нагрузки

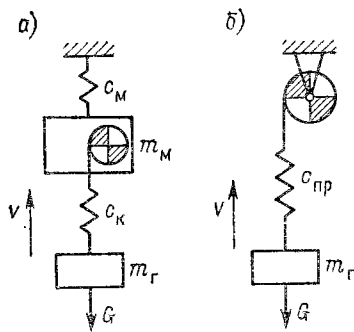


Рис. 1.2.9. Расчетные схемы для определения нагрузок на металлоконструкцию (а) и в канатах (б) при работе механизма подъема груза

соответственно масса и коэффициент жесткости конструкции; p_1 и p_2 — частоты собственных колебаний конструкции с грузом:

$$p_{1,2} = \sqrt{0,5 \left[\left(\frac{c_K + c_M}{m_M} + \frac{c_K}{m_r} \right) \mp \frac{c_K + c_M}{m_M} \right]} \mp \frac{c_K}{m_r} \quad (1.2.20)$$

где знак минус относится к p_1 , знак плюс — к p_2 ; c_K — коэффициент жесткости грузовых канатов; $\lambda_{ст}$ — перемещение точки подвеса груза вследствие статического удлинения грузовых канатов от веса груза, $\lambda_{ст} = G/c_K$.

В табл. 1.2.21 приведены данные, необходимые для определения динамического коэффициента ψ_M для некоторых кранов мостового и стрелового типов. Для башенных кранов следует использовать данные работы [20].

Динамический коэффициент нагрузки на металлоконструкцию крана может быть определен из рассмотрения одномассовой расчетной схемы (рис. 1.2.9, а при $c_K = \infty$) в виде [0.17, 0.21, 0.58]:

$$\psi_M = 1 + \frac{\xi v}{\lambda_{ст} + y_{ст}} \sqrt{\frac{m_r + m_M}{c_M}} \quad (1.2.21)$$

где $y_{ст}$ — статический вертикальный прогиб конструкции от веса груза в месте его приложения (грузовая тележка, концевые блоки стрелы и т. п.), значения $y_{ст}$ см. в табл. 1.2.21; ξ — поправочный коэффициент. Для отдельных групп кранов значение ξ устанавливается на основании дополнительных исследований, зависящих от способа запуска двигателя подъема. При отсутствии таких данных для кранов общего назначения можно принимать $\xi = 1,5$. Частота собственных колебаний конструкции с грузом как для системы с одной степенью свободы [0.17, 0.21, 0.58]:

$$p = \sqrt{c_M / (m_M + m_r)} \quad (1.2.22)$$

Для некоторых типов кранов значения ψ_M нормируются в зависимости от типа электродвигателя и системы управления его пуском (рис. 1.2.10) или типа крана (табл. 1.2.22); см. также п. 1.9.

Динамический коэффициент нагрузки в канате ψ_K при подъеме груза с жесткого основания с подхватом или при мгновенном торможении опускающегося груза может быть определен в соответствии с одномассовой расчетной схемой (рис. 1.2.9, б) в виде [0.21]:

$$\psi_K = 1 + v / \sqrt{g(\lambda_{ст} + y_{ст})} \quad (1.2.23)$$

1.2.21. Данные для определения динамического коэффициента [формулы (1.2.19), (1.2.21), (1.2.23)]

Расчетная схема	Расчетные формулы
<p>Мостовой кран, козловой кран без консолей с гибкой опорой</p>	$m_M \approx (0,5M_M + m_r);$ $y_{ст} = \frac{GL^3}{2 \cdot 48EJ};$ $\lambda_{ст} = \frac{Gl_K}{nE_R F_R}; \quad l_K \approx H$
<p>Козловой кран с обоими жесткими опорами</p>	$m_M \approx aM_M + m_r;$ $a = 0,38 + 0,50;$ $y_{ст} = \frac{GL^3}{2 \cdot 16EJ} \left[\frac{1}{3} - \frac{3}{4(2k+3)} \right];$ $k = \frac{J}{J_1} \frac{h}{L};$ $\lambda_{ст} = \frac{Gl_K}{nE_R F_R}; \quad l_K \approx H$
	$m_M \approx (a\mu L + m_r);$ $a = 0,38 + 0,54;$ $y_{ст} = \frac{GL^3}{2 \cdot 16EJ} \left[\frac{1}{3} - \frac{3}{4(2k+3)} \right];$ $k = \frac{J}{J_1} \frac{h}{L};$ $\lambda_{ст} = \frac{Gl_K}{nE_R F_R}; \quad l_K \approx H$
	$m_M \approx (a\mu l + m_r);$ $a = 0,25 + 0,33;$ $y_{ст} = \frac{Gl^3}{2EJ} \left[\frac{L+l}{3} - \frac{3l}{4(2k+3)} \right];$ $k = \frac{J}{J_1} \frac{h}{L};$ $\lambda_{ст} = \frac{Gl_K}{nE_R F_R}; \quad l_K \approx H$

Расчетная схема	Расчетные формулы
	$m_M \approx (a\mu L + m_T);$ $a = 0,38 + 0,54$ $y_{ст} = \frac{GI^3}{2 \cdot 16EJ} \left[\frac{1}{3} - \frac{3}{4(2k+3)} \right];$ $k = \frac{J}{J_1} \frac{h}{L};$ $\lambda_{ст} = \frac{GI_K}{nE_K F_K}; \quad l_K \approx H$
	$m_M \approx (a\mu l + m_T);$ $a = 0,25 + 0,33;$ $y_{ст} = \frac{GI^3}{2EJ} \left[\frac{L+l}{3} - \frac{3l}{4(2k+3)} \right],$ <p>где $l = l_1$ или $l = l_2$;</p> $k = \frac{J}{J_1} \frac{h}{L};$ $\lambda_{ст} = \frac{GI_K}{nE_K F_K}; \quad l_K \approx H$
<p>Мостовой перегружатель, козловой кран с консолями и гибкой опорой</p>	$m_M \approx (a\mu l_1 + m_T); \quad a = 0,33;$ $y_{ст} = \frac{GI^3 (L + l_1)}{2 \cdot 3EJ};$ $\lambda_{ст} = \frac{GI_K}{nE_K F_K}; \quad l_K \approx H$
<p>Стреловой кран, порталный кран</p>	$m_M \approx 0,3m_c;$ $y_{ст} = \frac{l_0 \cos \varphi (\delta_0 + \delta_M)}{l_1 \sin (\varphi - \psi)} + \delta_0 \cos \varphi; \quad \delta_0 = \frac{T_0 l_0}{E_K F_{K,0}};$ $\lambda_{ст} = \frac{G}{z u_T E_K F_K} \left(l_{K1} + \frac{l_{K2} u + l_{K3}}{u_1} \right).$

Расчетная схема	Расчетные формулы
	$m_M \approx (0,3m_c + m_x) \left(\frac{\delta_c}{y_{ст}} \right)^2;$ $y_{ст} = \frac{l_{1x} \cos \alpha (\delta_0 + \delta_M)}{(l_x - l_{1x}) \sin (\psi + \alpha)} - \left[\frac{l_{1x} \cos \alpha \sin (\varphi - \psi)}{(l_x - l_{1x}) \sin (\psi + \alpha)} - \cos \varphi \right] \delta_0 + \cos \alpha \delta_x;$ $\delta_0 = \frac{T_0 l_0}{E_K F_{K,0}};$ $\lambda_{ст} = \frac{G}{z u_T E_K F_K} \left(l_{K1} + \frac{l_{K2} + l_{K3}}{u_T} \right)$
<p>Примечания: 1. В таблице приняты следующие обозначения: n — число ветвей канатов, на которых висит груз весом G и массой m_T. Если грузовые канаты запасованы в полиспаст кратностью u_T (схемы 8 и 9), то $n = z u_T$, где z — число полиспастов; u_y — кратность уравнительного полиспаста (схема 8), если его нет, то $u_y = 1$. F_K, E_K, l_K, l_{K1} — площадь поперечного сечения, модуль упругости и длины участков каната, $F_{K,0}$ и l_0 — площадь поперечного сечения и длина оттяжных канатов; m_M — приведенная к точке подвеса груза масса металлической конструкции крана и грузовой тележки; m_c, m_x — масса стрелы и хобота соответственно; m_T и G_T — масса и вес грузовой тележки соответственно; M_M — масса пролетного строения (без опор и концевых балок); J и J_1 — момент инерции балок (ферм) одной половины моста и одной половины опоры; T_0 — усилие в одном оттяжном канате от действия груза G; H — высота подъема груза; δ_c и δ_x — перемещения концов стрелы и хобота, вызываемые их собственными упругими деформациями в направлениях, перпендикулярных к их геометрическим осям (см. разд. III, гл. 4); δ_0 — удлинение оттяжки; δ_M — перемещение шарнира крепления оттяжки к металлоконструкции крана в направлении оттяжки, вызываемое упругой деформацией металлоконструкции (колонны, каркасы); величины δ_c, δ_x, δ_0, δ_M определяются от веса груза G. 2. Коэффициенты жесткости канатов c_K и металлической конструкции c_M, приведенные к точке подвеса груза, определяются по формулам: $c_K = G/\lambda_{ст}$, $c_M = G/y_{ст}$. Если при определении c_M учитываются вертикальные составляющие перемещения конца стрелы (хобота), вызываемые упругими деформациями портала и его основания $y_{ст, п}$, то $c_M = G/(y_{ст} + y_{ст, п})$.</p>	

где $\lambda_{ст} + y_{ст} = G/c_{пр}$ ($c_{пр}$ — приведенная к грузовым канатам суммарная жесткость канатов и конструкции крана). При абсолютно жесткой конструкции $y_{ст} = 0$ и $c_{пр} = c_K$; при этом механизм подъема и рама тележки будут испытывать наибольшую нагрузку.

Период продольных колебаний τ груза массой m_T на канатах длиной H : $\tau = 2\pi \sqrt{m_T/c_K} = 2\pi \sqrt{\lambda_{ст}/g} = 2\pi \sqrt{\sigma H/E_K g}$; для средних условий (напряжение растяжения $\sigma = 240$ МПа и модуль упругости каната $E_K = 1 \cdot 10^5$ МПа)

$$\tau \approx 0,1 \sqrt{H}. \quad (1.2.24)$$

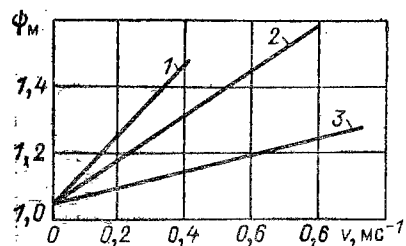


Рис. 1.2.10. Значения динамических коэффициентов ψ_M для мостовых и козловых кранов общего назначения грузоподъемностью от 1 до 50 т включительно в зависимости от скорости подъема груза [0.1, 21]:
1 — короткозамкнутый электродвигатель; 2 — фазный электродвигатель, реостатный пуск; 3 — система плавного регулирования скорости

1.2.22. Значения динамических коэффициентов ψ_M для порталных кранов [0.17]

Тип порталного крана	Случаи нагрузок	
	I	II
Монтажный	—	1,3
Крюковой	1,3	1,5
Грейферный	1,4	1,6

Примечание. Расчетные случаи нагрузок приведены в п. 1.5.

Вследствие несимметричности схемы нагружения некоторых типов кранов при работе механизма подъема груза (например, стреловые и козловые краны) помимо вертикальных возникают горизонтальные нагрузки F_G , которые по величине могут иметь один порядок с вертикальными [0.1, 0.7, 0.17, 0.21]. Точное определение F_G связано с решением систем дифференциальных уравнений [0.7, 37]; приближенно значения F_G могут быть найдены из рассмотрения соотношений между податливостью конструкции в вертикальном и горизонтальном направлениях [0.1, 0.17, 0.21]. Для козловых кранов общего назначения грузоподъемностью от 1 до 50 т включительно динамическая составляющая горизонтальной нагрузки $F_G^{дин}$ может быть определена [21]:

$$F_G^{дин} = (\psi_M - 1) G k_T, \quad (1.2.25)$$

где k_T — коэффициент горизонтальной динамической нагрузки (табл. 1.2.23); G — вес груза на канатах; ψ_M — динамический

1.2.23. Значения коэффициента горизонтальной динамической нагрузки k_T для козловых кранов общего назначения грузоподъемностью от 1 до 50 т включительно [21]

Схема крана	Расположение грузовой тележки	k_T
С гибкой и жесткой опорами	Консоль жесткой опоры	0,60
	Середина пролета	0,45
	Консоль гибкой опоры	0,30
С обеими жесткими опорами	Консоль опоры (любой)	0,15
	Середина пролета	0

1.2.24. Коэффициенты толчков k_T для мостовых кранов общего назначения грузоподъемностью от 1 до 50 т включительно [21]

Скорость передвижения крана м/с		k_T
Стыки на болтовых накладках	Сварные механически обработанные стыки; отсутствие стыков	
До 0,5 0,5 до 1 Св. 1	До 0,83	1,0
	0,83 до 1,6	1,1
	Св. 1,6	1,2

Примечания: 1. Для кранов с балансирными тележками $k_T, \delta = 1 + 0,5(k_T - 1)$. 2. При укладке крановых рельсов на упругой подкладке $k_T, \gamma = 1 + 0,7(k_T - 1)$.

коэффициент нагрузки на металлоконструкцию. Определение $F_G^{дин}$ для башенных кранов приведено в работе [20].

О динамических нагрузках при работе механизма подъема см. в работах [0.11, 0.15, 0.21, 0.26, 0.31, 0.35, 0.68, 17, 18]; особенности грейферного подъема отражены в работах [6, 36].

При передвижении крана (тележки) вертикальные динамические нагрузки, возникающие из-за неровности пути (толчки), учитываются коэффициентом толчков k_T , значения которого для мостовых кранов общего назначения грузоподъемностью от 1 до 50 т включительно приведены в табл. 1.2.24; для других типов кранов его можно принимать [0.21] при скорости передвижения v (м/с):

v	<1,0	1,0—1,5	1,6—3,0	>3,0
k_T	1,0	1,1 (1,05)	1,2 (1,1)	1,3 (1,15)

При заваренных стыках рельсов, а также при их отсутствии, при подрессоренных ходовых частях рекомендуемые значения k_T приведены в скобках.

В нормах расчета, рекомендуемых Регистром СССР [0.50], коэффициент толчков при движении по крановому пути определяется по формуле: $k_T = 1,03 + av$, где v — скорость движения, м/мин; a — коэффициент, равный 0,001 при заваренных стыках или при их отсутствии и 0,002 при открытых стыках рельсов [33].

При пневмоколесном ходе по аналогии с данными для грузовых машин (рессоры, скорость 20—50 км/ч) можно принимать $k_T = 1,5$ для асфальтированных и $k_T = 2,0$ для булыжных дорог.

При расчете по второму случаю нагрузок на коэффициент толчков следует умножать как вес конструкции, так и вес груза, имея в виду минимальную длину его подвеса. При расчете по первому случаю нагрузок для конструкции и груза в среднем можно принимать $k_T = 1 + 0,5(k_T - 1)$ [0.17, 0.21]. О расчетных сочетаниях нагрузок см. п. 1.5.

При передвижении крана (тележки) максимальное ускорение a_{\max} во время разгона или торможения ограничивается условием сцепления колес с рельсами:

$$a_{\max} \leq \mu_0 N_{\text{пр}}/m_{\text{к}}, \quad (1.2.26)$$

где $N_{\text{пр}}$ — давление на приводные колеса (с учетом влияния горизонтальных инерционных сил, ветра и поперечных раскачиваний груза); $m_{\text{к}}$ — масса тележки (крана) с грузом или без него; μ_0 — коэффициент сцепления колес с рельсами ($\mu_0 = 0,2$ для кранов, работающих в закрытых помещениях; для работающих на открытом воздухе $\mu_0 = 0,12$; $\mu_0 = 0,25$ — на открытом воздухе с применением песочниц).

Горизонтальные инерционные поперечные нагрузки, приложенные в месте контакта ходовых колес с рельсами, принимаются для грузовых тележек равными 0,1 от сил давления на колесо. Для козловых кранов общего назначения грузоподъемностью от 1 до 50 т включительно должны учитываться динамические перекосные нагрузки, возникающие при внезапном замыкании одного из тормозов механизма передвижения крана [21].

При вращении поворотной части крана с частотой вращения ω возникают центробежные силы инерции $F_{\text{ц}} = m\omega^2 r$ (где m — масса элемента крана, расположенная на расстоянии r от оси вращения), а во время разгона и торможения поворотной части с угловым ускорением ϵ касательные силы инерции $F_{\text{к}} = m\epsilon r$. При наличии муфты предельного момента с моментом $M_{\text{м}}$, приведенным к оси вращения крана, максимальное угловое ускорение ϵ_{\max} поворотной части:

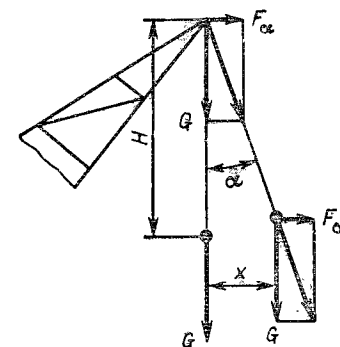
$$\epsilon_{\max} \leq (M_{\text{м}} \pm M_{\text{с}})/J_{\text{пр}}, \quad (1.2.27)$$

где $J_{\text{пр}}$ — приведенный к оси вращения крана момент инерции масс поворотной части крана (о приведении силовых, инерционных и жесткостных параметров см. п. 1.17); $M_{\text{с}}$ — момент статических сил сопротивления вращению (трение, составляющая веса, ветер); знак плюс принимается, если момент сил инерции и $M_{\text{с}}$ направлены в разные стороны, знак минус — если в одну.

Раскачивания груза на канатах возникают при разгонах и торможениях механизмов передвижения, вращения и изменения вылета крана; давлении ветра на груз; при наезде на концевые упоры (буферы); качке крана на воде. В поворотных кранах главную роль играет механизм вращения.

При моделировании подвеса груза на канатах в виде математического маятника длиной H при отклонении грузовых канатов от положения равновесия на угол α (рис. 1.2.11) горизонтальная нагрузка на кран $F_{\alpha} = G \operatorname{tg} \alpha$. При постепенном нарастании движущей (тормозной) силы $\operatorname{tg} \alpha = a(1 + k_{\text{н}})/g$, где a — линейное ускорение точки подвеса груза, $k_{\text{н}}$ определяется согласно (1.2.14). При мгновенном приложении силы и достаточной длительности ее действия ($t_{\text{н}} \geq 0,5\tau$) $\operatorname{tg} \alpha = 2a/g$.

Рис. 1.2.11. Схема раскачивания груза на канатах как математического маятника



Период поперечных колебаний груза с массой $m_{\text{г}}$ при неподвижной абсолютно жесткой конструкции

$$\tau = 2\pi \sqrt{H/g} \approx 2\sqrt{H}; \quad (1.2.28)$$

при движущейся конструкции с приведенной к точке подвеса груза массой $m_{\text{к}}$

$$\tau_{\text{к}} = \tau \sqrt{\frac{1}{1 + m_{\text{г}}/m_{\text{к}}}}. \quad (1.2.29)$$

Величины углов отклонения α канатов от положения равновесия зависят от типа крана и режима его эксплуатации. Они могут задаваться в виде фиксированных значений, полученных на основе данных натурных исследований кранов (табл. 1.2.25). По нормам [21] для мостовых и козловых кранов общего назначения грузоподъемностью от 1 до 50 т включительно $\alpha_{\text{II}} = 6^\circ$. Если данные натурных исследований отсутствуют, то в поворотных кранах можно принимать для второго случая нагрузок наибольший тангенс угла отклонения канатов

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{II}} = \frac{a_{\text{к}} + a_{\text{ц}} + a_{\text{в}}}{g} + \frac{P_{\text{вII}}}{G}, \quad (1.2.30)$$

где $a_{\text{к}}$ и $a_{\text{ц}}$ — средние касательное и центробежное ускорения точки подвеса груза при вращении на максимальном вылете соответственно; $a_{\text{в}}$ — то же при изменении вылета (или передвижении, если оно является рабочим движением); $P_{\text{вII}}$ — сила ветра на груз для II случая нагружения (см. п. 1.7).

Для I случая нагружения средний угол отклонения можно принимать

$$\alpha_{\text{I}} = (0,3 \div 0,5) \alpha_{\text{II}}. \quad (1.2.31)$$

1.2.25. Углы отклонения канатов от вертикали для порталных кранов [0. 17]

Тип порталного крана	Случай нагрузок				Углы для расчета мощности двигателей	
	I		II		$\alpha_{\text{д}}$	$\beta_{\text{д}}$
	α_{I}	β_{I}	α_{II}	β_{II}		
Грейферный	6,5	5,5	17	15	5,5	5
Крюковой	5	4,5	13,5	12	4,5	4
Монтажный	—	—	6	6	3	3

Примечание. α — в плоскости качания стрелы, β — перпендикулярно к плоскости качания стрелы (расчетные случаи нагружения описаны в п. 1.5).

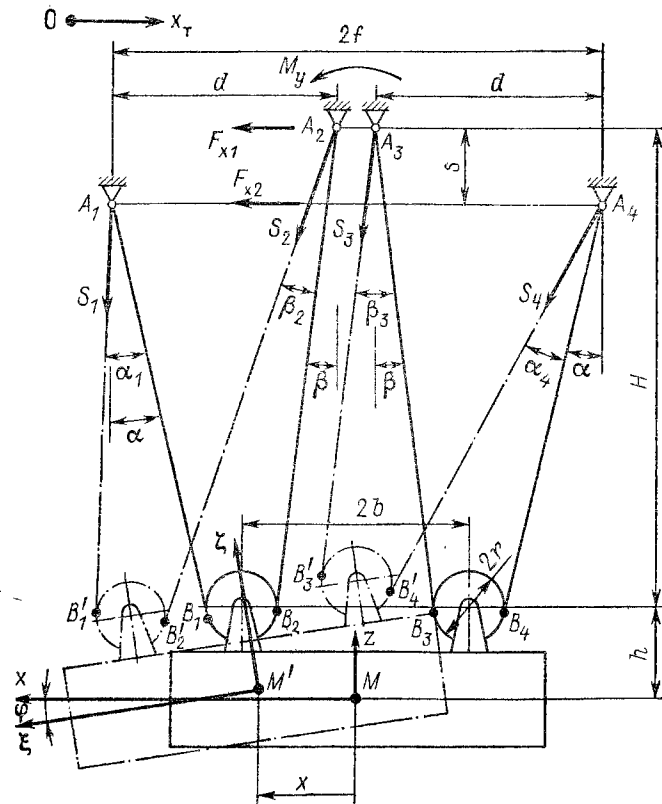


Рис. 1.2.12. Схема раскачивания груза на пространственном подвесе:
 A_i — точки касания канатами барабана, блоков или шарниры крепления канатов; B_i и B'_i — точки касания канатами блоков подвески в положении равновесия и при отклоненном положении груза соответственно; M и M' — центр масс груза в положении равновесия и в процессе колебаний соответственно; H — длина подвеса груза; h — расстояние от центра массе груза до плоскости, в которой лежат оси блоков; r — радиус блоков; l , d , b и s — характерные размеры подвеса груза; α и β — углы наклона канатов к вертикали в положении равновесия; α_i и β_i — углы отклонения канатов от положения равновесия

Углы α при вращении крана могут располагаться как вдоль, так и поперек стрелы. При косом подъеме груза в расчетах принимается, что угол α_{II} может достигать 6° ($\text{tg } \alpha_{II} = 0,1$), и угол $\alpha_I \approx 3^\circ$.

В общем случае при пространственной запасовке грузовых канатов раскачивания груза не следуют закону математического маятника. Так, для схемы подвеса груза по рис. 1.2.12 частота собственных колебаний при поперечных раскачиваниях [23] (о крутильных колебаниях груза на канатном подвесе см. т. 2, разд. VI, гл. 4)

$$\rho = \sqrt{\frac{c_x}{m_{np}}} =$$

$$= \sqrt{\frac{b^2 \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right) \frac{\cos \frac{\alpha + \beta}{2}}{2 \cos^3 \frac{\alpha - \beta}{2}} + \text{tg}^2 \frac{\alpha - \beta}{2} \left(h + b \text{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \right)}{g \left(b - h \text{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \right)^2 + i^2 \text{tg}^2 \frac{\alpha - \beta}{2}}}, \quad (1.2.32)$$

где коэффициент жесткости c_x и приведенная к координате x (рис. 1.2.12) масса m_{np} груза m_r с учетом его момента инерции J_r относительно центральной оси, перпендикулярной к плоскости рис. 1.2.12 [$m_{np} > m_r$, так как груз при колебаниях совершает кроме поступательного и вращательное движение, поворачиваясь на угол $\varphi = x \text{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} / (b - h \text{tg} \frac{\alpha - \beta}{2})$]:

$$c_x = G \frac{b^2 \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right) \frac{\cos \frac{\alpha + \beta}{2}}{2 \cos^3 \frac{\alpha - \beta}{2}} + \text{tg}^2 \frac{\alpha - \beta}{2} \left(h + b \text{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \right)}{\left(b - h \text{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \right)^2}; \quad (1.2.33)$$

$$m_{np} = m_r \left[1 + \frac{i^2 \text{tg}^2 \frac{\alpha - \beta}{2}}{\left(b - h \text{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \right)^2} \right], \quad (1.2.34)$$

где $g = 9,81 \text{ мс}^{-2}$; $G = m_r g$ — вес груза, $i^2 = J_r / m_r$ — квадрат радиуса инерции груза. Тригонометрические функции углов α и β [23]:

$$\left. \begin{aligned} \sin \alpha &= \frac{l_1 (f - b) - r (H - s)}{(H - s)^2 + (f - b)^2}, & \cos \alpha &= \frac{l_1 (H - s) + r (f - b)}{(H - s)^2 + (f - b)^2}; \\ \sin \beta &= \frac{l_2 [d - (f - b)] - r H}{H^2 + [d - (f - b)]^2}, & \cos \beta &= \frac{l_2 H + r [d - (f - b)]}{H^2 + [d - (f - b)]^2}; \end{aligned} \right\} \quad (1.2.35)$$

длины канатов $l_1 = A_1 B_1 = A_4 B_4$, $l_2 = A_2 B_2 = A_3 B_3$:

$$l_1 = \sqrt{(H - s)^2 + (f - b)^2 - r^2}; \quad l_2 = \sqrt{H^2 + [d - (f - b)]^2 - r^2}.$$

Углы α и β могут быть как положительными, так и отрицательными, что определяется знаком синусов в формулах (1.2.35). Если центр масс груза (точка M на рис. 1.2.12) лежит выше плоскости, в которой расположены оси блоков, то в выражениях (1.2.32), (1.2.33) и (1.2.34) h следует подставлять с противоположным знаком.

Период собственных поперечных колебаний груза на канатном подвесе $\tau = 2\pi/\rho$. Из формулы (1.2.32) путем соответствующих упрощений можно получить частоты колебаний груза на коническом бифилярном ($\beta = -\alpha$, $s = 0$, $r = 0$, $l_1 = l_2 = H/\cos \alpha$),

эллиптическом ($h = 0, \alpha = \beta$) и других типах подвесов [23]. При подвесе груза на параллельных канатах ($\alpha = \beta = 0$) с одинаковыми длинами ($l_1 = l_2 = H$) находим из (1.2.34) $m_{np} = m_r$, из (1.2.33) $c_x = G/H$ и период собственных колебаний по формуле (1.2.28), что соответствует математическому маятнику.

Максимальное отклонение центра масс груза от положения равновесия x_{max} при движении точек подвеса груза с линейным ускорением a за время неустановившегося движения t_n находится по аналогии с (1.2.15) в виде

$$x_{max} = \begin{cases} 2am_r \sin(0,5\pi t_n/c_x) & \text{при } t_n < \pi/p; \\ 2am_r/c_x & \text{при } t_n \geq \pi/p, \end{cases} \quad (1.2.36)$$

где p и c_x определяются соответственно по формулам (1.2.32) и (1.2.33); a — линейное ускорение точек подвеса груза [при движении тележки (крана); при вращении поворотной части крана $a = \varepsilon R$, где R — вылет стрелы крана].

Частота колебаний p_k системы груз — движущаяся конструкция крана с приведенной к точке подвеса груза массой m_k :

$$p_k = p \sqrt{\frac{m_k + m_r}{J_r \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha - \beta}{2}}} \cdot \left(m_k + \frac{1}{\left[(b - h \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2})^2 + i^2 \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha - \beta}{2} \right]} \right). \quad (1.2.37)$$

Отклоненные от положения равновесия на различные углы α_i и β_i канаты (рис. 1.2.12) создают на конструкцию крана горизонтальные нагрузки F_{x1} и F_{x2} и крутящий момент M_y ; натяжения в канатах перераспределяются. Если обозначить натяжения в канатах $A_i B_i$ через S_i (см. рис. 1.2.12), то без учета потерь на блоках $S_1 = S_2, S_3 = S_4$, а

$$S_{1,3} = S_0 (1 \mp \Delta),$$

где $S_0 = 0,5G/(\cos \alpha + \cos \beta)$ — натяжения в канатах в положении равновесия груза; Δ — коэффициент перераспределения натяжений в канатах при поперечных колебаниях груза; знак минус относится к S_1 , знак плюс к S_2 .

Текущие значения $\Delta, F_{x1}, F_{x2}, M_y$ зависят как от смещения центра масс груза x , так и от ускорения a ; определяются они путем решения систем дифференциальных уравнений, описывающих процессы колебаний груза при движении крана (см. [14, 22, 42], а также т. 2, разд. VI, гл. 3 и 4). В предположении о постоянстве ускорения a и времени его действия на конструкцию $t_n \geq \pi/p$ выражения для максимальных значений [22]:

$$\Delta_{max} = \frac{\left[D / \left(p^2 \cos^2 \frac{\alpha - \beta}{2} \right) \right] - \left[\left(i^2 \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \right) / g \right]}{\left(b - h \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \right)^2 + i^2 \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha - \beta}{2}} a, \quad (1.2.38)$$

где

$$D = b^2 \left(\frac{\sin \alpha}{l_1} - \frac{\sin \beta}{l_2} \right) + bh \left(\frac{\cos \alpha}{l_1} + \frac{\cos \beta}{l_2} \right) + 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \cos^2 \frac{\alpha - \beta}{2} \left(h + b \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \right). \quad (1.2.39)$$

Динамический коэффициент нагрузки в канатах ψ_n при поперечных колебаниях груза

$$\psi_n = S_{max}/S_0 = 1 + \Delta_{max}; \quad (1.2.40)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{x1}^{max} &= 2S_0 \cos \alpha \left[\frac{2m_r ab \cos \frac{\alpha + \beta}{2}}{c_x l_1 \cos \frac{\alpha - \beta}{2} (b - h \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2})} + \Delta_{max} \operatorname{tg} \alpha \right]; \\ F_{x2} &= 2S_0 \cos \beta \left[\frac{2m_r ab \cos \frac{\alpha + \beta}{2}}{c_x l_2 \cos \frac{\alpha - \beta}{2} (b - h \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2})} - \Delta_{max} \operatorname{tg} \beta \right]. \end{aligned} \right\} \quad (1.2.41)$$

Суммарная горизонтальная нагрузка на конструкцию крана

$$F_x^{max} = F_{x1}^{max} + F_{x2}^{max} = am_r (1 + m_r/m_{np}), \quad (1.2.42)$$

где m_{np} определяется по формуле (1.2.34). Относительная горизонтальная нагрузка γ_x^{max} и момент M_y^{max} :

$$\gamma_x^{max} = F_x^{max}/G = [a(1 + m_r/m_{np})]/g; \quad (1.2.43)$$

$$M_y^{max} = -m_r a \left[(H + h) \left(1 + \frac{m_r}{m_{np}} \right) - \frac{2G}{c_x} - \frac{J_r \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2}}{m_{np} (b - h \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2})} \right]. \quad (1.2.44)$$

Знак минус в формуле (1.2.44) показывает, что направление противоположно положительному направлению момента, приведенному на рис. 1.2.12. Таким образом, если канаты имеют пространственную запасовку, то при поперечных раскачиваниях груза на конструкцию крана действуют не только горизонтальная нагрузка F_x , но и крутящий момент M_y , который следует учитывать при расчете динамических нагрузок на металлические конструкции кранов. Максимальную величину линейного ускорения точки подвеса груза следует проверять по условию отсутствия ослабления одного из подъемных канатов по выражению (получено из фор-

мулы (I.2.38) при $\Delta_{\max} = 1$, так как при этом натяжение в одной из ветвей канатов падает до нуля [22]:

$$a_{\max} \leq \frac{\left(b - h \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2}\right)^2 + l^2 \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha - \beta}{2}}{\frac{D}{\rho^2 \cos^2 \frac{\alpha - \beta}{2}} - \frac{l^2 \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2}}{g}}, \quad (I.2.45)$$

где D определяется по формуле (I.2.39).

При подвесе груза на параллельных канатах ($\alpha = \beta = 0$) с одинаковыми длинами ($l_1 = l_2 = H$) из приведенных выше соотношений:

$$\left. \begin{aligned} x_{\max} &= 2aH/g; \quad \Delta_{\max} = 2ah/(gb); \quad \gamma_x^{\max} = 2a/g; \\ M_y^{\max} &= -2am_r h; \quad a_{\max} = gb/(2h). \end{aligned} \right\} \quad (I.2.46)$$

Процессы раскачивания груза на канатах описаны в работах [0.7, 0.11, 0.13, 0.17, 0.21, 0.26, 0.31, 0.35, 0.47, 0.54, 0.58, 0.68], учет схемы запасовки подъемных канатов — в работах [14, 22, 23, 41, 42, 43, 44].

I.9. Нагрузки от качки судна

На краны, установленные на плавучих средствах (судовые, плавучие и доковые), действуют силы инерции от качки плавучего средства (в дальнейшем именуемого судном). Различают три вида качки судов: бортовую (угловые наклоны на правый и левый борт вокруг центра масс судна) с углом крена θ_6 , килевую (угловые наклоны на нос и корму вокруг центра масс судна) с углом дифферента ψ_k и вертикальную (перемещение центра масс судна по круговой орбите радиуса r_b , равного половине высоты волны h) (табл. I.2.26). Совместная килевая и вертикальная качка на встречном или попутном волнении называется продольной, а совместная бортовая и вертикальная качка судов при боковом волнении — поперечной (в общем случае качки судов на волнении все три ее вида сопутствуют друг другу). Качка судов характеризуется амплитудой (θ_6^{\max} , ψ_k^{\max} , r_b^{\max}), периодом колебаний (τ_6 , τ_k , τ_b) и сдвигом фазы колебаний по отношению к внешним

I.2.26. Высота волны 3 %-ной обеспеченности h_3 % в зависимости от балльности волнения (верхний предел балла) [7]

Балл волнения	1	2	3	4	5	6	7	8
h_3 %, м	0,25	0,75	1,25	2,00	3,50	6,00	8,50	11,00

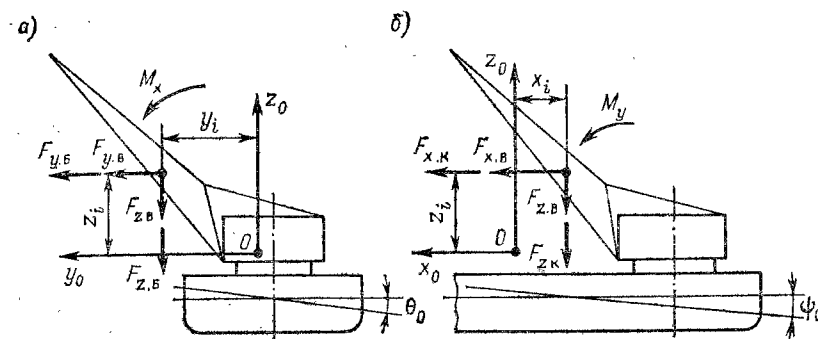


Рис. I.2.13. Нагрузки от сил инерции, действующие на кран при поперечной (а) и продольной (б) качках судна: x_i, y_i, z_i — координаты i -го элемента конструкции крана в системе координат $x_0 y_0 z_0$ с началом в центре масс судна (точке O); F_x, F_y и F_z — горизонтальные и вертикальные силы инерции, видексы «б», «к», «в» относятся к бортовой, килевой и вертикальной качкам соответственно; M_x и M_y — моменты сил инерции

воздействиям (подробнее о вычислении параметров качки судна на волнении см. в работах [7, 8] и п. I.22).

Силы и моменты сил инерции, действующие на конструкцию крана при качке судна, определяются в соответствии с рекомендациями [33] по следующим формулам (рис. I.2.13): для поперечной качки горизонтальная F_y и вертикальная F_z силы инерции и момент сил инерции M_x (рис. I.2.13, а)

$$\left. \begin{aligned} F_y &= F_{y,6} + F_{y,b} = 4\pi^2 m_i \left(\pm \frac{\theta_6^{\max} z_i}{\tau_6^2} \pm \frac{r_{b,6}^{\max}}{\tau_{b,6}^2} \sin \theta_6^{\max} \right); \\ F_z &= F_{z,6} + F_{z,b} = 4\pi^2 m_i \left(\pm \frac{\theta_6^{\max} y_i}{\tau_6^2} \pm \frac{r_{b,6}^{\max}}{\tau_{b,6}^2} \cos \theta_6^{\max} \right); \\ M_x &= \pm J_{xi} \frac{4\pi^2 \theta_6^{\max}}{\tau_6^2}; \end{aligned} \right\} \quad (I.2.47)$$

для продольной качки (рис. I.2.13, б)

$$\left. \begin{aligned} F_x &= F_{x,k} + F_{x,b} = 4\pi^2 m_i \left(\pm \frac{\psi_k^{\max} z_i}{\tau_k^2} \pm \frac{r_{b,k}^{\max}}{\tau_{b,k}^2} \sin \psi_k^{\max} \right); \\ F_z &= F_{z,k} + F_{z,b} = 4\pi^2 m_i \left(\pm \frac{\psi_k^{\max} x_i}{\tau_k^2} \pm \frac{r_{b,k}^{\max}}{\tau_{b,k}^2} \cos \psi_k^{\max} \right); \\ M_y &= \pm J_{yi} \frac{4\pi^2 \psi_k^{\max}}{\tau_k^2}, \end{aligned} \right\} \quad (I.2.48)$$

где m_i — масса i -го элемента конструкции крана, имеющего координаты (x_i, y_i, z_i) в системе координат $x_0y_0z_0$ с началом в центре масс судна (точке O) при положении судна на ровном киле; J_{xi} и J_{yi} — моменты инерции i -го элемента крана относительно осей Ox_0 и Oy_0 соответственно; индексы «б», «к» и «в» относятся к бортовой, килевой и вертикальной качкам соответственно.

При совместном действии бортовой и килевой качек силы инерции \ddot{F}_z в формулах (1.2.47) и (1.2.48) могут алгебраически складываться. Знаки в формулах определяются рассматриваемым положением судна на волне и направлением осей системы координат. Амплитуды бортовой θ_6^{\max} и килевой ψ_k^{\max} качки судна отсчитываются от начального положения судна с креном θ_0 и дифферентом ψ_0 , если судно имеет их на тихой воде (о вычислении θ_0 и ψ_0 см. п. 1.22). Сложение этих углов при вычислении по формулам (1.2.47) и (1.2.48) не производится; они складываются только для вычисления воздействия сил тяжести от наибольшего крена $(\theta_0 + \theta_6^{\max})$ и дифферента $(\psi_0 + \psi_k^{\max})$ во время качки.

Коэффициент динамичности ψ нагрузки на конструкцию крана при его работе на волнении определяется в соответствии с рекомендациями [33] по формуле

$$\psi = 1 + \Delta\psi_1 + \Delta\psi_6 + \Delta\psi_k + \Delta\psi_v, \quad (1.2.49)$$

где $\Delta\psi_1$ — коэффициент, учитывающий составляющую динамической нагрузки при подъеме или опускании груза, $\Delta\psi_1 = 0,0053v/\sqrt{f_{ст}}$; v — максимальная скорость перемещения груза, м/мин; $f_{ст}$ — деформация системы подвеса груза (включая канаты) при статическом действии усилия, равного весу груза, м;

$$\Delta\psi_6 = \frac{4\pi^2\theta_6^{\max}}{g\tau_6^2} L_6; \quad \Delta\psi_k = \frac{4\pi^2\psi_k^{\max}}{g\tau_k^2} L_k; \quad \Delta\psi_v = \frac{4\pi^2r_b^{\max}}{g\tau_b^2} -$$

коэффициенты, учитывающие дополнительные составляющие динамической нагрузки при бортовой, килевой и вертикальной качках соответственно; L_6 и L_k — расстояния от центра колебаний судна до груза при соответственно бортовой и килевой качках, м; $g = 9,81 \text{ мс}^{-2}$.

Для плавучих кранов по нормам [25] коэффициент динамичности принимают не менее 1,15, а для плавучих кранов, предназначенных для работы при качке на волнении, — не менее 1,4.

Бортовая качка на тихой воде возможна при действии порывов ветра или вследствие обрыва (сброса) груза; нагрузки на кран от сил инерции определяются по формуле (1.2.47) при $r_{в.б} = 0$. Расчет нагрузок, действующих на кран при сбросе груза, и расчет углов отклонения канатов при работе судового крана на регулярном волнении приведены в работе [33].

По нормам [25] при торможении (разгоне) механизмов изменения вылета, поворота или передвижения и раскачивании груза на волнении угол отклонения канатов от вертикали следует при-

нимать равным не менее 3° вдоль и поперек стрелы одновременно, а отсчет углов необходимо осуществлять при максимальном динамическом крене.

1.10. Нагрузки сейсмические, от температурных воздействий, взрывной волны и ударов буферов

При установке высоких кранов в районах, подверженных землетрясениям, должны учитываться действующие горизонтальные сейсмические силы

$$P_c = k_1 G,$$

где G — вес крана или рассматриваемой его части; k_1 — сейсмический коэффициент, принимаемый в зависимости от сейсмической балльности, определяемой по картам сейсмического районирования СССР. Для сейсмической балльности 7 $k_1 = 1/40$; для сейсмической балльности 8 $k_1 = 1/20$; для сейсмической балльности 9 $k_1 = 1/10$ [38].

Проверка на действие сейсмических сил производится для подвижного крана без учета нагрузки от ветра. Величина горизонтального ускорения ограничивается силами сцепления ходовых колес с рельсами или тормозными моментами.

Сейсмические районы располагаются на юго-западе Украинской ССР, в Молдавской ССР, Средней Азии, Алтайском и Красноярском краях, Тувинской АССР, Новосибирской и Кемеровской областях, в Прибайкалье, на Сахалине, Камчатке и Курильских островах.

Температурные воздействия учитываются только для статически неопределимых в отношении опорных реакций металлических конструкций, работающих на открытом воздухе. Начальной температурой является температура при монтаже; пределы колебаний температуры принимаются $\pm 40^\circ\text{C}$ (для Крайнего Севера, горячих цехов и тропиков эти пределы будут другими).

Действие взрывной волны учитывается в расчетах по специальному требованию заказчика и указывается им в техническом задании на кран.

Сила удара буферов кранов и тележек определяется по данным пятого раздела во втором томе. По данным ВНИИПТмаш предлагается рассчитывать буферы на поглощение кинетической энергии кранов или тележек (при гибкой подвеске — без груза, при жесткой — с грузом), движущихся со скоростью 50 % от номинальной с ограничением замедления не более 4 м/с^2 .

1.11. Нагрузки монтажные и транспортные

Нагрузки на конструкции крана, возникающие во время его монтажа, определяются на основании проекта монтажа, где должно быть указано максимальное давление ветра, при котором раз-

1.2.27. Удельная продольная инерционная сила $a_{пр}$ (Н) на 1 т массы груза

Тип вагонов	Крепление груза к вагону	Опираие груза			
		на 1 вагон		на 2 вагона	
		при массе вагонов брутто, т			
		22 и менее	85	44	170
Транспортеры на шести и более осях	Любое	10 000			
Все остальные вагоны	Упругое ¹	12 000	10 000	12 000	9 000
	Жесткое ²	19 000	17 000	19 000	16 000

¹ Растяжки, обвязки, деревянные бруски. ² Волтовые и сварные соединения.

решается вести монтажные работы. Используемые в процессе монтажа механизмы крана рассчитываются на действие максимальных монтажных нагрузок при легком режиме работы (табл. 1.2.9) [0.52]. Нагрузки, воздействующие на краны во время приведения их в походное положение, например укладка стрелы плавучего крана, приравниваются к монтажным нагрузкам.

При перевозке кранов и их узлов по железной дороге появляются вертикальные и горизонтальные нагрузки, вызванные колебаниями движущихся вагонов, соударением вагонов во время движения поезда и маневров, торможением, прохождением кривых пути, давлением ветра и весом груза. Указанные нагрузки должны учитываться при расчете узлов кранов и креплений их к подвижному составу [39].

При расчете рассматриваются два сочетания нагрузок.

Первое сочетание: вес груза G и продольные горизонтальные инерционные силы $T = a_{пр}m$, возникающие вследствие соударений вагонов при движении поезда или во время проведения маневровых работ. Здесь m — масса груза, т; $a_{пр}$ — удельная инерционная продольная сила, Н, на 1 т массы груза, принимаемая по табл. 1.2.27 в зависимости от массы вагона с грузом и типа крепления груза к вагону.

Значения $a_{пр}$ для промежуточных значений массы брутто вагонов, которые не указаны в табл. 1.2.27, рекомендуется определять по формулам:

$$a_{пр} = a_{22} - m_{в} (a_{22} - a_{85})/63;$$

$$a_{пр} = a_{44} - m_{сж} (a_{44} - a_{170})/126,$$

где $m_{в}$ и $m_{сж}$ — общая масса груза в вагоне или на сцепе соответственно, т; a_{22} , a_{85} , a_{44} , a_{170} — удельная продольная инерцион-

1.2.28. Удельная поперечная инерционная сила $a_{п}$ (Н) на 1 т массы груза при скорости движения 100 км/ч

Тип вагонов	Опираие груза		
	на 1 вагон		на 2 вагона
	при расположении центра тяжести груза в аэрической поперечной плоскости, проходящей через середину вагона		
	вагона	шкворневой балки	
Двух- и четырехосные вагоны и транспортеры на 6 и более осях	3300	6500	4000

ная сила для вагонов массой брутто 22 и 85 т и для сцепов массой брутто 44 и 170 т соответственно.

Второе сочетание: вес груза, поперечные горизонтальные инерционные силы $F_{и} = a_{п}m$, возникающие при движении поезда на криволинейных участках пути, поперечная горизонтальная сила ветра $P_{в} = p_{в}F_{р}$, вертикальные инерционные силы $N = a_{п}m$, вызванные ускорениями при колебаниях движущегося вагона и груза. Здесь $a_{п}$ — удельная поперечная инерционная сила, Н, на 1 т массы груза, принимаемая по особому указанию Министерства путей сообщений при скорости движения 100 км/ч по табл. 1.2.28; $p_{в} = 250$ Па для цилиндрических поверхностей, а для других поверхностей — 500 Па; $F_{р}$ — площадь проекции

1.2.29. Удельная вертикальная инерционная сила $a_{в}$ (Н) на 1 т массы груза при скорости движения 100 км/ч

Тип вагонов	$a_{в}$
Двух- и четырехосные на тележках ЦНИИ-ХЗ-0	$10 \left(365 + k_1 l_{ц.т} + \frac{2140}{m_{в}} \right)$
Четырехосные на тележках МТ-50	$15 \left(365 + k_1 l_{ц.т} + \frac{2140}{m_{в}} \right)$
Транспортеры на 6 и более осях	5000

Примечание. $m_{в}$ — масса груза в одном вагоне (т), величина которой принимается не менее 2 т для двухосного вагона и 10 т для четырехосного вагона; $l_{ц.т}$ — расстояние от центра тяжести груза до вертикальной плоскости, проходящей через поперечную ось в центре вагона. При опирании груза на один вагон $k_1 = 10$; при опирании груза на два вагона $k_1 = 24$.

груза на вертикальную плоскость, проходящую через продольную ось вагона, m^2 ; a_v — удельная вертикальная инерционная сила, Н, на 1 т массы груза, принимаемая по табл. 1.2.29.

При расположении центра тяжести груза между серединой вагона и шкворневой балкой

$$a_{\text{п}} = 3300 + 670l_{\text{п.т}}/l,$$

где l — база вагона, м; $l_{\text{п.т}}$ — расстояние от центра тяжести груза до вертикальной плоскости, проходящей через поперечную ось в центре вагона, м.

Для расчета конструкций вертикальная и поперечная инерционные нагрузки считаются распределенными по длине конструкции. При наличии отдельных тяжелых узлов инерционная нагрузка прикладывается в виде сосредоточенных сил в этих узлах. В сечениях металлических конструкций над опорами учитываются сжимающие усилия от натяжения крепежных растяжек, которые можно принимать равными нагрузкам на опоры от веса груза. Расчет креплений груза, проверка устойчивости, частоты колебаний длинномерного груза и условия вписывания груза в подвижный состав, а также допустимые отклонения от габаритных размеров приведены в работе [39].

При перевозке на автомобильном транспорте возникают толчки, главным образом в вертикальном направлении вследствие неровностей дороги. Для учета этих толчков рекомендуется умножать вес кранов и их узлов на коэффициент 2.

При перевозке кранов и их узлов водным транспортом расчета прочности конструкций не требуется. Необходимо обеспечить надлежащее крепление палубных и упаковку трюмных грузов. Исключение могут составлять длинные фермы, имеющие большое расстояние между опорами, или длинные консоли при перевозке их морским транспортом. В последнем случае расчет проводится на совместное действие сил тяжести, давления ветра при $p_v = 1500$ Па и сил инерции, вызванных качкой на волнении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович И. И. Новая режимная классификация кранов и крановых механизмов//Механизация и автоматизация производства. 1984. № 12. С. 19—21.
2. Абрамович И. И. Основные положения нормирования режимов грузоподъемных кранов//Тр. ВНИИПТмаш. Исследование крановых металлоконструкций и механизмов. 1982. С. 19—31.
3. Аграновский Ю. В., Гаранин Н. П., Сяликов Ю. В. Режимы работы портовых кранов//Тр. ЛИВТ, 1974. Вып. 149. С. 5—12.
4. Анапольская Л. Е. Режимы скоростей ветра на территории СССР. Л.: Гидрометеоиздат, 1961. 200 с.
5. Балашов В. П., Микушевич Ф. Э. Новая классификация крановых механизмов по режимам работы//Тр. ВНИИПТмаш. Исследование крановых механизмов и металлоконструкций. 1983. С. 26—45.

6. Баранов Н. А., Соловьев В. Г. Динамическая модель грейферного крана//Тр. ЛПИ. 1975. № 347. С. 62—69.
7. Благовещенский С. Н., Холодили А. Н. Справочник по статике и динамике корабля. В 2-х т. Изд. 2-е перераб. и доп. Т.2. Динамика (качка) корабля. Л.: Судостроение, 1975. 176 с.
8. Великосельский Н. Д., Калужный И. Л. Исследование нелинейной бортовой качки плавучего крана на регулярном волнении//Основные направления развития отечественного морского плавкраностроения. Л.: Судостроение, 1979. С. 75—78.
9. Гниломедов Г. И., Орлов А. Н. Исследование гибкой подвески грейфера порталных кранов и перегружателей//Тр. ЛИВТ, 1976. № 155. С. 31—38.
10. Горбуля Ю. А., Конопля А. С., Халмашкеев В. М. Исследование режимов работы мостовых металлургических кранов с лапами//Тр. ЛПИ, 1978. № 362. С. 77—80.
11. Григорьев Н. И. Нагрузки кранов. Л.: Машиностроение, 1964. 168 с.
12. Звонарев В. И., Петухов П. Э. Исследование перегрузок ковочных кранов с учетом растормаживания подъемных механизмов//Тр. ТПИ, 1977. С. 44—47.
13. Звягинцев Н. В., Розовский Н. Я. Статистические характеристики эксплуатационных нагрузок грейферных порталных кранов//Тр. ЛИВТ, 1974. Вып. 149. С. 26—33.
14. Казаков Н. И., Орлов А. Н. Влияние действительной схемы запасовки подъемных канатов на раскачивание груза при работе механизма вращения стреловых кранов//Вестн. машиностроения. 1985. № 11. С. 25—28.
15. Киреев В. С., Серов Ю. А. Исследование фактических режимов работ крана на контейнерных площадках//Тр. Моск. ин-та ж.-д. транспорта, 1973. Вып. 422. С. 149—161.
16. Кучеренко В. Ф. Прочность и долговечность технологического подъемно-транспортного оборудования металлургических заводов. М.: Металлургия, 1982. 160 с.
17. Лобов Н. А. Динамика подъема груза мостовыми кранами//Тр. МВТУ, 1982. № 371. С. 42—75.
18. Мелентьев Ю. И., Кабаков А. М., Сарандачев В. И. Динамический коэффициент для расчета крановых металлических конструкций электромагнитных кранов//Тр. ТПИ, 1981. С. 44—50.
19. Невзоров Л. А. Выбор ветровых нагрузок при проектировании башенных кранов//Тр. ВНИИстройдормаш, 1984. Вып. 101. С. 20—25.
20. Нормы расчета. Краны башенные строительные. ГОСТ 13994—81. М.: Изд-во стандартов, 1981. 54 с.
21. Нормы расчета стальных конструкций мостовых и козловых кранов. ОСТ 24.090.72—83. М.: Изд-во ВНИИПТмаш, 1983. 92 с.
22. Орлов А. Н. К вопросу о перераспределении натяжений в подъемных канатах при поперечных колебаниях груза//Грузоподъемные и погрузочные машины. Новочеркасск, 1985. С. 139—145.
23. Орлов А. Н. К расчету частот собственных колебаний грузов на пространственных полиспастных подвесах//Тр. ЛПИ, 1978. № 362. С. 85—93.
24. Орлов А. Н. Оценка демпфирующей способности канатного подвеса груза//Тр. ТПИ. Конструирование и эксплуатация подъемно-транспортных машин. 1983. С. 18—21.
25. Правила классификации и постройки судов внутреннего плавания. (в 5-ти т.). Т. 5. Изд. 2-е, перераб. и доп. Речной Регистр РСФСР. М.: Транспорт, 1985. 327 с.
26. Правила расчета подъемных устройств (составлены секцией I Европейской Федерации ФЕМ по подъемно-транспортному оборудованию): Пер. с франц. М.: ЦНИИстройдормаш, 1972. 206 с.
27. Прочность, устойчивость, колебания: Справ. в трех томах. Т.3/Под ред. А. И. Биргера и Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. 568 с.
28. Расчеты крановых механизмов и их деталей. 3-е изд. ВНИИПТмаш. М.: Машиностроение, 1971. 495 с.
29. Руководящий технический материал. РТМ 24.090.14—76. Краны грузоподъемные мостовые. Эквивалентные нагрузки. Метод расчета. М.: НИИинформ-

тяжмаш, 1978. 21 с.

30. Савицкий Г. А. Ветровая нагрузка на сооружения. М.: Стройиздат, 1972. 111 с.

31. Савицкий Г. А. Расчет антенных сооружений. М.: Связь, 1978. 161 с.

32. Сарандачев В. И. К вопросу о расчете кранов, оборудованных грузовыми магнитами//Приклад. механ. оборудование и электропривод. Вып. 6. Харьков, 1970. С. 91—92.

33. Сборник нормативно-методических материалов. Книга вторая Регистр СССР. Л.: Транспорт, 1980. 120 с.

34. Снижение вибрации рабочего места оператора крана мостового типа/Сост.: А. Л. Федоров. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1981. 34 с.

35. Соколов А. Г. Металлические конструкции антенных устройств. М.: Стройиздат, 1971. 240 с.

36. Соловьев В. Г. Алгоритм расчета грейфера на ЭВМ//Тр. ЛПИ. 1978. № 362. С. 93—103.

37. Спицына Д. Н., Абрамович И. И., Буланов В. Б. Динамика козловых кранов при работе механизма подъема груза//Вестник машиностроения. 1974. № 12. С. 12—16.

38. Строительные нормы и правила. СНиП II-A, 12—69. Строительство в сейсмических районах. Нормы проектирования. М.: Стройиздат, 1970. 48 с.

39. Технические условия погрузки и крепления грузов. М.: Транспорт, 1969. 231 с.

40. Улитенко И. П., Тимин Ю. Ф. Оценка эксплуатационной нагруженности автомобильных кранов с учетом повышения их основных параметров//Строительные и дорожные машины. 1974. № 8. С. 8—9.

41. Андреев А. Динамични модели на полиспастова система при краново окачване//Машиностроене, 1975. 24, № 12. С. 525—529.

42. Орлов А., Казаков Н. Моделиране на работата на механизма на въртене на стрелови кран с пространствено окачване на товара. М.: Машиностроене, 1982. № 7. С. 310—313.

43. Drazan F., Orlov A. N., Semenov V. P. Studie plostorove'ho kladkoströje v za'vesu bremeneAktia Polytechnic. Prace CVUT, v Praze, 16 (II, 2), 1983, 19—31.

44. Jansen R. Das Lastbewegungsverhalten von Portalkranen beim Container — Umschlag. Ind—Anz, 1974. 96. N 3. S. 49—54.

45. Köppe J. Nutzlastkollektive von Kranen. Hebezeuge und Fördermittel, 1981. N 2. S. 36—39.

46. Kurth F., Grollk H., Fischer R. Ermittlung der Beanspruchungskollektive von Wippdrehkranen//Hebezeuge und Fördermittel, 1972. N 2. S. 194—199.

47. Novák M. Über Winderregte Querschwingungen der Ständer der Bogenbrücke über die Moldan. Der Stahlbau. 1968, N 11. S. 340—346.

48. Perschmann—Nene Krane für die Öresunds—varvet AB in Zandskrona. Techn. Mitt. Krupp—Werrsberrichte. 1971. N 314. S. 135—140.

49. Rüdiger F. Über die Windbelastang von Krananlagen. Fördren und Heben. 1971. N 13. S. 761—766.

50. Schweer W. Beanspruchungskollektive als Bemessungsgrundlage für Hüttenwerkslaufkrane//Stahl. u. Eisen, 1964. N 3. S. 138—153.

51. Svenson Q. Schweer W. Ermittlung der Betriebsbedingungen für Hüttenkrane und Überprüfung der Bemessungsgrundlage//Stahl. u. Eisen, 1960. N 2. S. 79—90.

52. Warkenthin W., Starzinski M., Grotz R. Ergebnisse von Betriebsuntersuchungen an einem Montagekran im VEB Heme—Werk Luisenthal//Hebezeuge und Fördermittel, 1982. N 10. S. 292—296.

1.12. Расчеты на прочность при постоянных напряжениях

Расчет на прочность при действии наибольших нагрузок производится по нагрузкам второго и третьего случаев. Расчет пластичных материалов производится по условию¹

$$\sigma \leq [\sigma] = \sigma_T/n_{II} \text{ и } \sigma \leq [\sigma] = \sigma_T/n_{III}, \quad (1.3.1)$$

а хрупких материалов (чугун, бронза) — по условию

$$\sigma \leq [\sigma] = \sigma_B/n_{II} \text{ и } \sigma \leq [\sigma] = \sigma_B/n_{III}, \quad (1.3.2)$$

где σ — действующее напряжение без учета концентрации напряжений; σ_T — предел текучести с учетом размеров детали, термообработки и характера нагружения; σ_B — временное сопротивление разрыву с учетом характера нагружения; n_{II} , n_{III} — запас прочности при II и III случаях нагружения соответственно.

Величина σ определяется с учетом действия динамических нагрузок. Расчеты на прочность при касательных напряжениях τ ведутся аналогичным образом. При одновременном действии нормальных и касательных напряжений (совместное действие растяжения — сжатия и кручения или изгиба и кручения) для пластичных материалов, примерно одинаково сопротивляющихся растяжению и сжатию (например, углеродистых сталей), эквивалентное (приведенное) напряжение, полученное на основе теорий прочности, $\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + (\sigma_T/\tau_T)^2 \tau^2}$ [26]; т. е. $\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$.

Конструкция в необходимых случаях должна быть проверена на жесткость (по нагрузкам рабочего состояния), а сжатые и плоские изгибаемые элементы — на устойчивость против выпучивания (по нагрузкам рабочего и нерабочего состояния). Расчеты на устойчивость приведены в пп. III.3, III.4.

При расчетах на изгиб и кручение для пластичных материалов можно учитывать повышение несущей способности в результате перераспределения напряжений по сечению за счет пластических деформаций [0.57, 26, 41]. Степень повышения несущей способности зависит от многих факторов, из которых основными являются форма сечения и механические характеристики материала. Практически это учитывается путем условного повышения предела текучести при изгибе $\sigma_{T,и}$ и кручении $\tau_{T,к}$.

Для стальных деталей можно принимать $\sigma_{T,и} = 1,2\sigma_{Tр}$ — углеродистая сталь, сечения — круг или прямоугольник; $\sigma_{T,и} =$

¹ Металлические конструкции могут рассчитываться как по методике предельных состояний, так и по методике допускаемых напряжений (см. гл. 5). Вероятностные методы расчета приведены в п. 1.16.

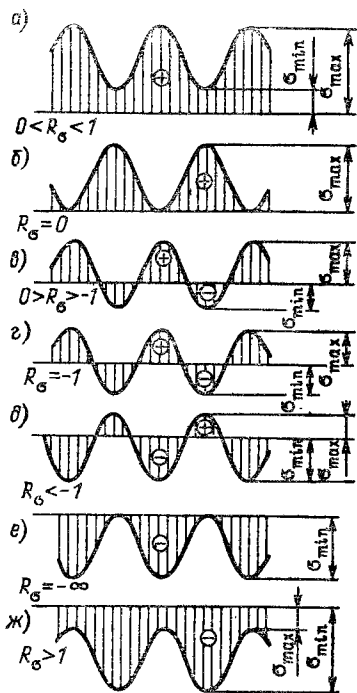


Рис. 1.3.1. Виды циклов переменных напряжений

$= 1,0\sigma_{т.р}$ — углеродистая сталь, все сечения, кроме круга и прямоугольника; легированная сталь, все сечения; $\tau_{т.к} = 0,6\sigma_{т.р}$ — углеродистая и легированная сталь, круглое сечение. Здесь $\sigma_{т.р}$ — предел текучести при растяжении. Для металлических конструкций эти значения приведены в гл. 5.

1.13. Расчеты на сопротивление усталости

Расчет на сопротивление усталости (циклическую прочность) есть расчет на прочность при напряжениях, переменных во времени, и на усталостную долговечность (в дальнейшем слово «усталостную» опускается); производится по нагрузкам первого случая. Предельным расчетным напряжением является предел выносливости.

Предел выносливости σ_{RK} определяется с учетом коэффициента асимметрии цикла R_σ и эффективного коэффициента концентрации K_σ (в дальнейшем индекс σ у K опускаем) с учетом состояния поверхности, размеров детали и ее термообработки. Значение $\sigma_{RK} = \sigma_{\max}$ (рис. 1.3.1, а—д) вычисляем по линейной зависимости [0.17, 0.21]

$$\sigma_{RK} = \frac{2\sigma_{-1}}{(1-R_\sigma)K + (1+R_\sigma)\psi} \leq \sigma_t, \quad (1.3.3)$$

где R_σ — отношение алгебраических значений напряжений σ_{\min} и σ_{\max} цикла, $R_\sigma = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$; ψ — коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла, $\psi = (2\sigma_{-1}/\sigma_0) - 1$; $\psi = 0 \div 3$, см. гл. 4 и 5; σ_{-1} , σ_0 — пределы выносливости при симметричном и отнулевом циклах; K — эффективный коэффициент концентрации для симметричного цикла; для деталей механизмов приведен в ГОСТ 25.504—82, а также в Справочнике по кранам, т. 2 и [0.57, 30, 31], для элементов металлических конструкций — п. 1.19.

Для симметричного цикла при $R_\sigma = -1$ (рис. 1.3.1, з) $\sigma_{RK} = \sigma_{-1}/K$. Для отнулевого цикла растяжения при $R_\sigma = 0$ (рис. 1.3.1, б)

$$\sigma_{RK} = 2\sigma_{-1}/(K + \psi). \quad (1.3.4)$$

В области только сжимающих напряжений (рис. 1.3.1, е, ж), когда $|\sigma_{\min}| > \sigma_{\max}$ и $\sigma_{RK} = \sigma_{\min}$.

$$\sigma_{RK} = \frac{2\sigma_{-1}R_\sigma}{(1-R_\sigma)K + (1+R_\sigma)\psi} \leq -\sigma_t. \quad (1.3.5)$$

Величины σ_{-1} берутся по опытным данным в условиях аналогичной термообработки и с учетом размеров детали (масштабный фактор).

Приближенно для сталей можно считать при изгибе $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_b$, при растяжении $\sigma_{-1p} = 0,38\sigma_b$, при кручении $\tau_{-1} = 0,22\sigma_b$.

Для прокатной малоуглеродистой и некоторых марок низколегированной стали (см. разд. I гл. 5) по опытным данным при растяжении—сжатии на образцах с сохраненной поверхностью проката $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_b$, то же для алюминиевых сплавов — $\sigma_{-1} = 0,14\sigma_b$. Для деталей механизмов в зависимости от σ_b и K значения ψ_σ и ψ_τ приведены в ГОСТ 25.504—82, а также см. т. 2 и [0.57, 30, 31].

При определении σ_{RK} R_σ коэффициент асимметрии разрушающего цикла $R_\sigma = R'_\sigma$ может отличаться от значения $R_\sigma = R'_\sigma$ действующего цикла. Если они различны и отсутствуют данные для определения R_σ , то рекомендуется [0.21] принимать $R'_\sigma = R_\sigma$ при $R'_\sigma \leq 0$ и $R'_\sigma = R'_\sigma/n_1$ при $R'_\sigma > 0$, где n_1 — запас прочности при нагрузках первого случая.

Значения R_σ могут быть различными при различных нагрузках. Когда напряжения в рассматриваемом элементе определяются нагрузками, вызывающими напряжения σ_i с различными значениями $R_{\sigma i}$, то все значения σ_i для возможности их суммирования приводятся к одному значению R_σ . Циклы с коэффициентом $R_{\sigma i}$ при напряжениях σ_i могут быть заменены циклами с коэффициентом R_σ при напряжениях σ' по формуле [0.21]

$$\sigma'_i = \frac{\sigma_{RK} \frac{m_1 \sqrt{N_6/N}}{m_2 \sqrt{N_6/N}}}{\sigma_{RiK}} \sigma_i. \quad (1.3.6)$$

Если принять $m_1 \approx m_2 \approx m$ и $R_\sigma = -1$, то

$$\sigma_{i-1K} = (\sigma_{-1K}/\sigma_{RiK}) \sigma_i, \quad (1.3.7)$$

где σ_{-1K} и σ_{RiK} — пределы выносливости.

Значения K приведены в табл. 1.5.1 и разд. V т. 2, а также в работах [0.21, 0.57]. В общем случае $K = K_\phi K_\pi$, где K_ϕ — коэффициент концентрации, зависящий от формы детали и посадки; K_π — коэффициент, зависящий от состояния поверхности.

При одновременном действии нормальных и касательных напряжений (совместное действие растяжения—сжатия и кручения или изгиба и кручения), аналогично определению для этих слу-

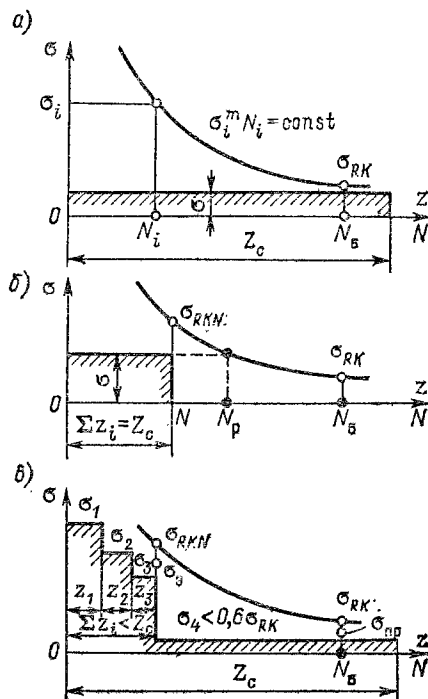


Рис. 1.3.2. Кривые усталости и нагрузочные диаграммы

чаев эквивалентных напряжений при расчетах на прочность при постоянных напряжениях (п.1.12),

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma_a^2 + (\sigma_{-1K}/\tau_{-1K})^2 \tau_a^2},$$

где σ_a , τ_a — действующие амплитуды нормальных и касательных напряжений, приведенные к симметричному циклу; σ_{-1K} , τ_{-1K} — пределы выносливости при данном коэффициенте концентрации напряжений K [30].

При ограниченном сроке службы расчет ведется по ограниченному пределу выносливости (рис. 1.3.2, б)

$$\sigma_{RKN} = \sigma_{RK} \sqrt{N_6 / \sum z_i} = \alpha \sigma_{RK}, \quad (1.3.8)$$

где N_6 — базовое число циклов, соответствующее σ_{RK} ; m — показатель степени кривой усталости (рис. 1.3.2, а) ($\sigma_i^m N_i = \text{const}$); $\sum z_i$ — расчетное число циклов напряжений, которые испытывает конструкция за расчетный срок службы L лет.

Коэффициент срока службы (табл. 1.3.1)

$$\alpha = \sqrt[m]{N_6 / \sum z_i} \geq 1. \quad (1.3.9)$$

Форма кривой усталости (значения m и N_6) зависит от ряда факторов, причем основными являются размеры сечения образца и коэффициент концентрации напряжения K . Для стальных ме-

1.3.1. Значения коэффициентов α

$\sum z_i / N_6$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$m = 9$	1,01	1,03	1,04	1,06	1,08	1,11	1,14	1,20	1,29
$m = 6$	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,16	1,22	1,31	1,47
$m = 4$	1,02	1,05	1,09	1,13	1,19	1,26	1,35	1,50	1,78

1.3.2. Сроки службы L в годах

Группа режима работы (см. табл. 1.2.5)	1М—3М	3М, 4М	5М, 6М	6М
Детали механизмов изнашивающиеся (изнашивающиеся)	30/(15)	20/(10)	15/(7,5)	10/(5)
Металлоконструкции	50	30	25	20

таллических конструкций приближенно можно принимать [О.17, О.21] $K_m = 12$. Для деталей из углеродистых сталей $K_{сд} = 12 \div 20$, а из легированных сталей $K_{сд} = 20 \div 35$, где $K_{сд}$ — суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на предел выносливости деталей [30].

В среднем можно считать для механических деталей $m = 8 \div 9$, $N_6 = 10 \cdot 10^6$; для металлических конструкций сварных листовых и клепаных $m = 6$, $N_6 = 2 \cdot 10^6$; для сварных решетчатых $m = 3 \div 4$, $N_6 = 5 \cdot 10^6$ (см. гл. 5). Срок службы L назначается с учетом требований безопасности (последствия разрушения, возможность обнаружения усталостных трещин), экономической целесообразности (расходы на смену, моральный износ машины), условий эксплуатации (время, необходимое для смены детали) и наличия механического износа. Примерные расчетные значения L приведены в табл. 1.3.2 [О.58].

Для валов $L = 25$ (режим 1М—3М), 15 (режим 3М, 4М) и 10 (режим 5М, 6М); для зубчатых колес $L = 15$ (режим 1М—3М) и 10 (режим 3М, 4М), $L = 8$ (режим 5М, 6М), $L = 5$ (режим 6М); для подшипников качения $L = 10$ (режим 1М—3М), 5 (режим 3М, 4М), 3 (режимы 5М, 6М) [О.53].

Современная тенденция заключается в увеличении срока службы деталей и узлов до значений, равных сроку службы машины в целом.

Расчетное число циклов напряжений $\sum z_i \leq Z_c$, где Z_c — суммарное число циклов напряжений (табл. 1.3.3), которое при разных условиях работы детали может зависеть от частоты вращения ее n (группа А), числа включений механизма в час $n_{вн}$ (группа Б) или числа циклов в час работы крана $n_{ц}$ (группа В). Для группы В в случае работы с грузами постоянной массы m величина Z_c может быть определена из условия $Z_c = H/m$, где H — наработка, т.

Упругие колебания увеличивают значения Z_c ; коэффициент асимметрии R_σ при этом повышается, а амплитуда колебаний при их затухании уменьшается.

При режиме работы 1М—3М металлические конструкции и детали механизмов группы Б и В могут на долговечность не рассчитываться ввиду малого числа перемен нагрузки. При режиме работы 3М, 4М необходимость их расчета на сопротивление усталости решается в каждом случае на основании практики расчетов.

1.3.3. Число циклов напряжений Z_c за период службы детали L при числе часов работы механизма t_M (ч/г) и крана t_K (ч/г)

Группа деталей и элементов	Z_c	Детали механизмов и элементов металлоконструкций
А	$Z_o = Lt_M 60n$	Зубчатые колеса, звездочки, червячные колеса, зубчатые муфты, ходовые колеса, вращающиеся оси, валы, испытывающие преимущественно изгибающую нагрузку
Б	$Z_c = Lt_M n_{BK}$	Валы механизмов передвижения, вращения и изменения вылета уравновешенных стрел, подверженные в основном кручению; горизонтальные решетки и элементы металлоконструкций, воспринимающие нагрузки от горизонтальных сил инерции; элементы порталов и башен, сопротивляющихся их скручиванию от сил инерции (один цикл напряжений — пуск в ход и торможение)
В	$Z_c = Lt_K n_{\Pi}$	Валы механизмов подъема и изменения вылета неуравновешенных стрел, подверженные в основном кручению; невращающиеся оси, шарниры и балансиры ходовых частей и стреловых устройств; крюки и крюковые подвески; вертикальные фермы и балки мостов, стрел; колонны, порталы, поворотные рамы, каркасы, ходовые рамы

Механизмы движений установочного характера на долговечность не рассчитываются. При большой высоте крана возможны усталостные разрушения элементов его металлических конструкций от пульсации ветровой нагрузки независимо от режима работы (см. п. 1.19).

Возможные три вида нагрузочных диаграмм. При постоянной величине циклических напряжений $\sigma = \text{const}$ и суммарном числе циклов нагружений $Z_c > N_6$ (рис. 1.3.2, а) расчет ведется на неограниченный срок службы по длительному пределу выносливости σ_{RK} . При $\sigma = \text{const}$ и $Z_c < N_6$ (рис. 1.3.2, б) расчет ведется на ограниченный срок службы по ограниченному пределу выносливости $\sigma_{RKN} = \alpha \sigma_{RK}$.

При переменной величине циклических напряжений (рис. 1.3.2, в) с постоянной величиной коэффициента асимметрии цикла R_σ расчет ведется по приведенному постоянному напряжению $\sigma_{пр}$ (соответствующему расчетному числу циклов напряжений $\sum z_i$), действие которого по усталостной повреждаемости эквивалентно суммарному действию напряжений $\sigma_1, \dots, \sigma_h$ с числом циклов z_1, \dots, z_h и в сумме не более N_6 .

Если отдельные напряжения $\sigma_1, \dots, \sigma_h$ вызываются нагрузками P_i , изменяющимися за срок службы крана, то эти напряжения определяются от эквивалентных нагрузок [О.17, О.21]

$$P_\sigma = \varphi_\sigma P_H \quad (1.3.10)$$

Здесь коэффициент режима работы

$$\varphi_\sigma = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^k \left(\frac{P_i}{P_H}\right)^m \frac{z_i}{\sum z_i}}, \quad (1.3.11)$$

где P_i/P_H — относительная величина i -го уровня нагрузки в долях от номинальной нагрузки; $z_i/\sum z_i$ — относительное число повторений нагрузки в долях от полного числа повторений $\sum z_i$ данной нагрузки за срок службы крана ($\sum z_i \leq N_6$, где N_6 — базовое число циклов, равное $2 \cdot 10^6$ при $K \leq 2,0$ и $5 \cdot 10^6$ при $K \geq 2,0$).

Суммированию подлежат нагрузки, вызывающие напряжения $\sigma_i \geq 0,6\sigma_{RK}$ [О.17, О.21, О.57]. При проектировании предварительно задаются минимальными значениями нагрузок P_i , подлежащих суммированию; введение в расчет лишних членов (т. е. при $\sigma_i < 0,6\sigma_{RK}$) идет в запас расчета.

Расчет ведется на ограниченный срок службы по условию

$$\sigma_{пр} = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^k \sigma_{RiK}^m \frac{z_i}{\sum z_i}} \leq [\sigma_{RKN}] = \alpha [\sigma_{RK}]. \quad (1.3.12)$$

При переменной величине циклических напряжений с переменной величиной коэффициента асимметрии цикла R_{σ_i} для отдельных напряжений $\sigma_1, \dots, \sigma_h$ эти напряжения для возможности их суммирования должны быть заменены напряжениями с постоянным коэффициентом асимметрии цикла и, обычно, приводятся к симметричному циклу (1.3.7). В этом случае условие (1.3.12) имеет вид

$$\sigma_{пр} = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^k \sigma_{-1Ki}^m \frac{z_i}{\sum z_i}} \leq [\sigma_{-1KN}] = \alpha [\sigma_{-1K}], \quad (1.3.13)$$

где k — число ступеней гистограммы. При $\sum z_i \geq N_6$ $\alpha = 1$.

В этом общем случае последовательность расчета следующая. Для каждого расчетного сочетания нагрузок для кранов отдельных типов и их элементов устанавливаются характерные (типовые, расчетные) циклы работы крана и число z_i повторений каждого из них за расчетный срок.

Для каждого характерного (типового) цикла работы в рассматриваемом элементе вычисляются суммарные напряжения от действия эквивалентных значений нагрузок P_{σ_i} (1.3.10) данного расчетного сочетания, приведенные к симметричному циклу (1.3.7). Полученные для всех рассматриваемых в расчете циклов крана k ступеней симметричных напряжений, каждая со своим числом циклов перемен z_i , следует построить в упорядоченную по уровню ступеней σ_{-1Ki} ($\sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_h$) расчетную гисто-

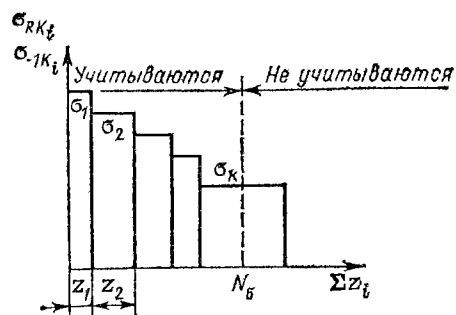


Рис. 1.3.3. Расчетная гистограмма нестационарного нагружения за срок службы крана

грамму нестационарного нагружения и исключить из дальнейшего рассмотрения те ступени или части ступеней, которые по оси циклов перемен напряжений простираются за базовое число N_6 , если $\sum z_i > N_6$ (рис. 1.3.3).

Приведенное напряжение стационарного цикла, эквивалентное нестационарным напряжениям гистограммы (рис. 1.3.3), определяется по формуле (1.3.13).

Влияние эпизодически возникающих нагрузок второго расчетного случая может быть учтено соответствующим снижением предела выносливости (так называемый вторичный предел выносливости, см. гл. 5), для чего должно быть известно количество приложений этих нагрузок за весь срок службы L .

Перегрузочные напряжения $\sigma_n > \sigma_{RK}$ в количестве z_n циклов снижают предел выносливости σ_{RK} до величины [0.17, 0.21]

$$\sigma_{RK}^* = \varphi_c \sigma_{RK}, \quad (1.3.14)$$

где коэффициент снижения предела выносливости

$$\varphi_c = \sqrt[m]{1 - \left(\frac{\sigma_n}{\sigma_{RK}}\right)^m \frac{z_n}{N_6}}, \quad (1.3.15)$$

а для ограниченного предела выносливости σ_{RKN}^* при $\sum z_i \leq N_6$

$$\sigma_{RKN}^* = \alpha \varphi_c \sigma_{RK}. \quad (1.3.16)$$

Если имеется достаточной длительности осциллографическая запись напряжений в элементе, характерная для всего срока его службы, то она может быть использована для расчетов на долговечность. Способы обработки осциллограмм приведены в ГОСТ 25.101—83, а также [0.11, 0.21, 0.57, 30, 31]. Наилучшее соответствие схематизированного и реального нагружений, как правило, дает схематизация по методу полных циклов (ГОСТ 23207—78).

1.14. Определение запасов прочности

При принятых выше расчетных положениях для практических целей достаточно ограничиться двумя составляющими запаса прочности:

$$n = 1 + a_1 + a_2. \quad (1.3.17)$$

1.3.4. Запасы прочности для механизмов и металлических конструкций (см. формулу 1.3.17)

Рассчитываемые элементы	Расчетные случаи					
	I		II		III	
	Переменные напряжения		Постоянные напряжения			
	a_1	n_I	a_1	n_{II}	a_1	n_{III}
Металлические стальные конструкции кранов ¹	0,3	1,4	0,3	1,4	0,2	1,3
То же при транспортировании жидкого металла	0,5	1,6	0,5	1,6	0,2	1,3
Механизмы подъема груза, изменения вылета, ходовые и опорные части, противоугольные устройства, грузозахватные устройства, тормоза	0,5	$\frac{1,6}{1,8}$	0,5	$\frac{1,6}{1,8}$	0,3	$\frac{1,4}{1,6}$
Механизмы передвижения и вращения	0,3	$\frac{1,4}{1,6}$	0,3	$\frac{1,4}{1,6}$	—	—

Примечание. Числитель дроби n — прокат и поковки ($a_2 = 0,1$), знаменатель — стальные отливки ($a_2 = 0,3$). Случай особых нагрузок для всех механизмов и металлических конструкций $a_1 = 0,1$ и $n_0 = 1,2/1,4$.

¹ Для алюминиевых конструкций $n_I = n_{II} = 1,6$; $n_{III} = 1,5$.

Доля запаса a_1 учитывает минимальный запас прочности и выбирается в зависимости от ответственности рассчитываемого элемента (механизма) с учетом соображений о степени точности расчета¹ (определение нагрузок и напряжений). Части крана, повреждения которых могут вызвать падение груза, стрелы, опрокидывание поворотной части, крана и угон его ветром вдоль пути, резкие удары при наезде на упоры и соседние краны, должны рассматриваться с повышенным запасом прочности. Они должны иметь большее значение a_1 , чем части крана, поломки которых вызовут только его остановку; также значения a_1 следует увеличивать для кранов, транспортирующих жидкий металл. В условиях, когда на кране отсутствуют люди, а также в случае особых нагрузок величина a_1 может быть уменьшена.

Доля запаса a_2 учитывает неоднородность материала, возможные внутренние пороки, отклонение размеров от номинальных. Для отливок можно считать $a_2 = 0,3$, для проката и поволоков $a_2 = 0,1$. При повышенной точности контроля изделий (дефектоскопия) значение a_2 может быть понижено.

Рекомендуемые значения a_1 и n приведены в табл. 1.3.4.

¹ Методически более правильно при расчетах с пониженной точностью вводить поправки непосредственно на величину действующих сил и напряжений.

При сложном напряженном состоянии наиболее соответствует экспериментальным данным гипотеза наибольших октаэдрических напряжений. Для второго случая нагрузок

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sigma_{\tau}, \quad (1.3.18)$$

а при $\sigma = 0$ предельное касательное напряжение $\tau_{\tau} = \sigma_{\tau}/\sqrt{3} = 0,58\sigma_{\tau} \approx 0,6\sigma_{\tau}$. Для первого случая нагрузок при $R_{\sigma} = -1$ $\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_{-1}^2 + 3\tau_{-1}^2}$ и $\tau_{-1K} = \sigma_{-1K}/\sqrt{3}$.

Тогда запас прочности при симметричных циклах

$$n = \frac{\sigma_{-1K}}{\sigma_{\text{пр}}} = \frac{1}{\sqrt{(\sigma_{-1}/\sigma_{-1K})^2 + (\tau_{-1}/\tau_{-1K})^2}} = \frac{1}{\sqrt{1/n_{\sigma}^2 + 1/n_{\tau}^2}} = n_{\sigma}n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}. \quad (1.3.19)$$

1.15. Расчеты на жесткость

Расчет на статическую жесткость металлических конструкций сводится к определению прогиба от действия полезной нагрузки, который не должен превышать нормированных для ряда конструкций значений допустимого прогиба (см. разд. третий гл. 2—4) [23]. Значительные прогибы могут быть безопасны для самой конструкции, но неприемлемы с эксплуатационной точки зрения. Пользуясь в необходимых случаях принципом наложения, прогиб балок можно определять по готовым формулам. Прогиб ферм можно приближенно определять как прогиб балок, принимая момент инерции брутто фермы по формуле [0.21]

$$J = \frac{J_{\text{п}}}{\mu} = \frac{F_{\text{п.в}}F_{\text{п.н}}}{\mu(F_{\text{п.в}} + F_{\text{п.н}})} h^2. \quad (1.3.20)$$

Здесь $J_{\text{п}}$ — момент инерции брутто поясов; μ — коэффициент, учитывающий влияние деформации решетки ферм, $\mu = 1,0$ при равных площадях сечений раскосов и поясов и $\mu = 1,2$, когда площадь сечения раскоса в четыре раза меньше площади сечения пояса; $F_{\text{п.в}}$ и $F_{\text{п.н}}$ — площади сечения брутто верхнего и нижнего поясов соответственно; h — высота фермы [67].

В тех случаях, когда это необходимо по условиям эксплуатации, следует проверять прогибы и углы поворота у осей и валов, а также углы закручивания у валов. Обычно их допустимые значения равняются: наибольший прогиб $f_{\text{max}} \leq 0,0003$ расстояния между опорами; наибольший угол поворота на опоре $\alpha_{\text{max}} \leq \leq 0^{\circ} 03'$; наибольший угол закручивания вала $\varphi_{\text{max}} = 0^{\circ} 30'$ на 1 м.

Расчет на динамическую жесткость металлических конструкций сводится к определению периода τ собственных колебаний

конструкций и времени затухания колебаний t (1.2.18), где n — число колебаний до затухания (см. п. 1.8). При этом расчет на жесткость сводится к удовлетворению требований $\tau \leq [\tau]$ или $t \leq [t]$, которые зависят от типа крана и условий его эксплуатации [4]. Практически это выражается в ограничениях высот балок и ферм по отношению к их пролетам (вылетам) — см. разд. третий, гл. 2—4.

Для определения τ распределенная масса металлической конструкции крана заменяется одной или несколькими приведенными сосредоточенными массами.

Период колебаний конструкции с грузом для систем с одной степенью свободы [0.21]

$$\tau = 2\pi \sqrt{\frac{m_{\text{г}} + m_{\text{м}}}{c_{\text{м}}}}, \quad (1.3.21)$$

где $m_{\text{г}}$ и $m_{\text{м}}$ — масса груза и приведенная масса конструкции (см. табл. 1.2.21) соответственно; $c_{\text{м}} = G/y_{\text{ст}}$ — коэффициент жесткости конструкции; для систем с двумя степенями свободы

$$\tau_{1,2} = \frac{2\pi}{\sqrt{D \pm \sqrt{D^2 - B}}}, \quad (1.3.22)$$

где

$$D = \frac{\delta_{11}m_1 + \delta_{22}m_2}{2m_1m_2(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2)}; \quad B = \frac{1}{m_1m_2(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2)}; \quad (1.3.23)$$

δ_{11} , δ_{12} , δ_{22} — перемещения по направлению колебаний масс m_1 и m_2 от действия единичной силы; первый индекс соответствует перемещаемой массе, второй — массе, к которой приложена единичная сила; τ_1 и τ_2 — большее и меньшее значения периодов соответственно. См. также п. 1.8.

1.16. Надежность, вероятностные методы расчета и система автоматизированного проектирования кранов

Надежность крана — свойство сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять перегрузочные работы в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования [19].

Надежность кранов является сложным свойством, которое характеризуется безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью и сохраняемостью.

Безотказность — это свойство непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или некоторой наработки. Наработка кранов измеряется в тоннах перегруженного груза, в машинном или в календарном времени.

Долговечность — свойство сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Предельным называется состояние крана или его элемента, при котором его дальнейшее применение по назначению недопустимо или нецелесообразно, либо восстановление его работоспособного состояния невозможно или нецелесообразно.

Ремонтопригодность — это свойство, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов и поддержанию и восстановлению работоспособного состояния крана.

Сохраняемость — свойство сохранять показатели безотказности, долговечности и ремонтопригодности в течение и после хранения и транспортирования крана.

Крановые механизмы и системы, отдельные узлы и детали могут быть восстанавливаемыми или невосстанавливаемыми объектами. К числу последних относятся подшипники качения и все детали, восстановление которых невозможно или нецелесообразно.

Оценка надежности кранов и их элементов осуществляется с помощью показателей надежности, которые определяются на основе статической информации по действующим машинам или в результате специальных испытаний, либо рассчитываются в процессе проектирования машины.

При оценке показателей надежности на основе статистической информации используются различные планы наблюдений за работой кранов [19, 21]. Планом наблюдений называется перечень основных правил, по которым ведутся наблюдения за машинами в эксплуатационных условиях в целях сбора статистической информации по показателям надежности.

В табл. I.3.5 приведены некоторые показатели надежности, применяемые в краностроении. При определении показателей надежности используются такие понятия, как наработка и ресурс. Нарботка — это продолжительность или объем работы объекта. Ресурс — наработка объекта от начала его эксплуатации или по окончании ремонта до перехода в предельное состояние.

Сбор и обработка статической информации по работе кранов проводятся в соответствии с организационными и методическими указаниями, изложенными в ГОСТах [18, 22, 44]. Статистические данные по отказам, времени между отказами, времени, затрачиваемом на ремонт и т. д., собираются на местах эксплуатации. Полученная информация обрабатывается в целях определения показателей надежности кранов.

По различным группам кранов головными организациями-разработчиками составляются рабочие методики сбора и обработки исходной статистической информации по эксплуатируемым машинам

Показатели надежности, определяемые на основе статистической эксплуатационной информации, используются для оценки тех-

I.3.5. Показатели надежности, применяемые к кранам и их элементам

Наименование	Обозначение и расчет	Определение	Область применения
Средняя наработка на отказ	$T_0 = \frac{\sum t_i}{(n)}$	Отношение наработки восстановленного объекта ($\sum t_i$) к математическому ожиданию ((n)) числа его отказов n в течение этой наработки	Краны, отказы которых связаны только с экономическими потерями, или восстанавливаемые элементы любого назначения
Среднее время восстановления	$T_в$	Математическое ожидание времени восстановления работоспособности состояния	Краны, отказы которых связаны только с экономическими потерями
Средняя наработка до отказа	T_p	Математическое ожидание наработки объекта до первого отказа	Невосстанавливаемые элементы кранов различного назначения или восстанавливаемые элементы, но до первого отказа
Гамма-процентная наработка до отказа	T_{γ}	Нарботка, в течение которой отказ объекта не возникнет с вероятностью γ (%)	
Коэффициент готовности	$K_r = \frac{T_0}{T_0 + T_в}$	Вероятность того, что кран окажется в работоспособном состоянии в произвольный момент, кроме планируемых перерывов в работе	
Коэффициент технического использования	$K_{т.и} = \frac{T_0}{T_0 + T_в + T_{т.о}}$	Отношение средней наработки на отказ (T_0) крана к сумме T_0 , среднего времени восстановления ($T_в$) и среднего времени простоев из-за технического обслуживания ($T_{т.о}$)	Краны, отказы которых связаны только с экономическими потерями
Вероятность безотказной работы	$P(t)$ [19, 22]	Вероятность того, что в пределах заданной наработки не возникнет отказ объекта	Краны или их элементы, отказы которых имеют авариальные последствия

Наименование	Обозначение и расчет	Определение	Область применения
Коэффициент оперативной готовности	$K_{о.г} = K_{г.р}(t)$	Вероятность того, что кран окажется в работоспособном состоянии в произвольный момент времени, кроме планируемых перерывов в работе, и начиная с этого момента будет безотказно работать в течение заданного интервала времени	Краны, отказы которых или леготовность к работе имеют аварийные последствия
Средний ресурс до капитального ремонта	$T_{к.р}$ [19, 22]	Математическое ожидание ресурса до капитального ремонта	Краны различного назначения
Гамма-процентный ресурс до капитального ремонта	$T_{к.р}$ [19, 22]	Наработка, в течение которой кран не остановится на капитальный ремонт с заданной вероятностью γ (%)	
Удельные показатели надежности	Определение и расчет в работе [4Б]	Отношение показателей надежности к наработке крана	
Коэффициент восстановления	$K_{в} = \frac{t_{в.г}}{t_{г}}$	Отношение времени восстановления $t_{в.г}$ i -го узла к суммарному времени восстановления $t_{г}$ в течение определенной наработки крана	
Коэффициент отказов	$K_{о} = \frac{n_{о.г}}{n_{о}}$	Отношение количества отказов i -го узла ($n_{о.г}$) к сумме всех отказов ($n_{о}$) в течение определенной наработки крана	

нического уровня выпускаемых кранов, нормирования надежности аналогичных проектируемых кранов и их узлов, сравнения кранов и схем механизации, технико-экономических обоснований мероприятий по повышению надежности, планирования технического обслуживания и ремонтов, регламентации взаимоотношений поставщика и заказчика [43, 46].

Для оценки показателей надежности по методикам, изложенным в работах [22, 45], нужны типы законов распределения наработки между отказами, время восстановления кранов и отдельных деталей. Нарботка между отказами кранов распределяется по экспоненциальному закону [6, О.11], время восстановления — по закону Вейбулла [6, О.11], наработка до отказа различных деталей кранов — по законам Вейбулла, экспоненциальному, нормальному, логарифмическому нормальному [О.11, 57, 58].

Фактические показатели надежности при определенных режимах и условиях эксплуатации должны соответствовать нормативным значениям. Нормы на показатели надежности определяются с учетом требований [20, 46, 52] соответствующими нормативно-техническими и конструкторскими документами (стандартами, техническими условиями и т. д.). Эти нормы должны быть оптимальными с учетом установленных ограничений массы и стоимости крана или его элементов [20, 46].

Показатели надежности, рассчитанные при проектировании, используются для оценки технического уровня проектируемых кранов, сравнения различных конструктивных вариантов узлов и элементов, проверки надежности элементов кранов.

Вероятностные методы расчета кранов в наибольшей степени соответствуют случайному характеру нагрузок и несущей способности элементов. Элементы кранов подразделяются на две категории. К первой относятся элементы, отказ которых носит аварийный характер. Остальные элементы относятся ко второй категории.

Надежность элемента первой категории проверяется по условию

$$P(t) \geq [P], \quad (1.3.24)$$

где $P(t)$ — расчетная вероятность безотказной работы в течение времени (наработки) t ; $[P]$ — нормативная вероятность безотказной работы.

Надежность элемента второй категории проверяется по условию

$$T_p \geq [T_p], \quad (1.3.25)$$

где T_p — расчетная средняя наработка до отказа детали; $[T_p]$ — нормативная средняя наработка.

Для расчета вероятности безотказной работы $P(t)$ или средней наработки T_p необходимы распределение эксплуатационных

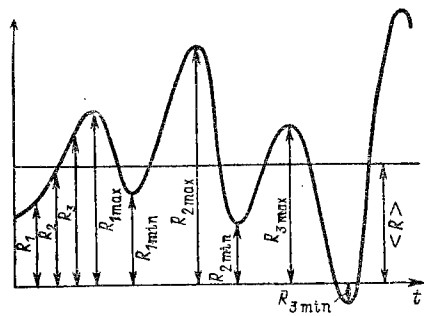


Рис. 1.3.4. График реализации случайного процесса нагружения элемента крана

нагрузок (напряжений)¹ на элемент и распределение несущей способности² (предельных напряжений) элемента. Распределения эксплуатационных нагрузок (законы распределения и их параметры) определяются по резуль-

татам натуральных тензометрических испытаний машин-аналогов [36, О.44], либо аналитическими расчетами, либо путем имитационного моделирования процессов нагружения [О.11, О.13, 14, 69, 70]. Распределение несущей способности элемента (закон распределения и его параметры) устанавливается в результате испытаний большого количества элементов на специальных стендах или расчетным путем [30, 31, 35, 66, О.57].

Нормативная вероятность безотказной работы [P] определяется в зависимости от возможных последствий аварийного отказа элемента. Нарботка t , в течение которой обеспечивается условие (1.3.24), так же, как и нормативная средняя наработка до отказа элемента [T_p], определяется технико-экономическими расчетами [О.11].

Эксплуатационные нагрузки на элементы кранов являются случайными процессами [О.11—О.13]. Для расчета надежности элементов кранов реализации случайных процессов нагружения этих элементов обрабатываются двумя методами. По первому методу измеряются и статистически обрабатываются текущие значения ординат нагрузок R_1, R_2, R_3 и т. д. (рис. 1.3.4). Результаты этой обработки используются для расчета мощности двигателей, надежности по циклической прочности осей, зубчатых передач, подшипников, надежности по условию прочности всех элементов. Для расчета надежности по условию сопротивления усталости металлоконструкций, валов, тяг измеряются и статистически обрабатываются экстремумы (максимумы и минимумы) $R_{1max}, R_{1min}, R_{2max}, R_{2min}$ нагрузок (или напряжений) (см. рис. 1.3.4).

При статистической обработке процессов нагружения по текущему значению ординат строится гистограмма (рис. 1.3.5, а), определяется плотность распределения $f(R)$ (теоретический закон распределения) нагрузок, параметры закона распределения (математическое ожидание, среднеквадратическое отклонение на-

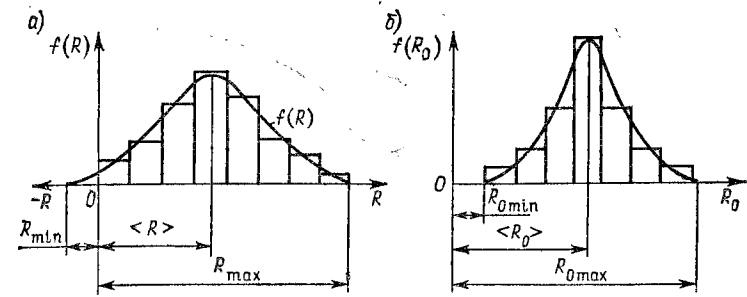


Рис. 1.3.5. Гистограммы и плотности распределения текущих значений ординат нагрузки (а) и несущей способности элемента (б)

грузок) и среднее число пересечений $\langle n_p \rangle$ нагрузкой в единицу времени среднего уровня $\langle R \rangle$ (см. рис. 1.3.4). Для статистической обработки нагрузок по экстремумам выбирают метод схематизации процесса, т. е. определяют правила, по которым объединяют парные значения максимумов и минимумов нагрузок [30, 31, О.11, О.57].

Далее строят корреляционные таблицы парных значений максимумов и минимумов нагрузок и гистограммы амплитуд нагрузок, приведенные к симметричным циклам. По гистограмме подбирают теоретический закон (плотность) распределения $f(R_{np})$ и вычисляют параметры распределения (математическое ожидание, среднеквадратическое отклонение и т. д.) приведенных амплитуд.

Натурные тензометрические испытания кранов проводят в типовых условиях эксплуатации. При этом учитывается, что расчетными для различных механизмов и элементов металлоконструкций оказываются различные технологические варианты работы крана. На распределение эксплуатационных нагрузок существенное влияние оказывает регулировка пусковой и тормозной аппаратуры, а также квалификация крановщика [О.13, О.44].

В основу имитационного метода определения эксплуатационных нагрузок заложен системный подход, рассматривающий человека, машину, среду как единое целое [О.13, 60]. Действия человека-оператора моделируют с помощью специальной программы, управляющей электронной моделью крана [О.13, 14]. Электронной моделью может управлять оператор со специального пульта [О.13, 60]. Кран или отдельный его механизм представлен в виде набранных на ЭВМ уравнений движения и зависимостей для определения усилий в расчетных сечениях элементов. Воздействия окружающей среды имитируются с помощью системы ограничений, начальных условий, внешних нагрузок (ветровая нагрузка, вес груза и т. п.). Для имитационного моделирования работы крана и процессов нагружения его элементов выполняют многократное решение на ЭВМ дифференциальных уравнений движения при случайных начальных условиях и параметрах системы.

¹ Эксплуатационными нагрузками называются процессы нагружения элементов, возникающие при работе крана в определенных эксплуатационных условиях.

² Несущей способностью элемента называется нагрузка, при которой наступает предельное состояние элемента.

1.3.6. Законы распределения нагруженности крановых элементов

Тип крана	Элемент крана	Вид нагружения	Закон распределения нагрузки	Источник
Портальные и плавающие краны	Механизм подъема крюковой	Нагрузка в грузовых канатах	Усеченный нормальный	[2]
	Механизм подъема, замыкающий грейфер	Нагрузка в замыкающих канатах		[6, 8, 9]
	Механизм поворота	Крутящий момент		[6, 0.11, 42]
Башенные краны	Элементы металлоконструкций	Нормальные напряжения	Нормальный, усеченный нормальный	[0.11, 27, 28, 60]
	Механизм изменения вылета стрелы	Нагрузка в рейке механизма		Усеченный нормальный
Автокраны	Механизмы	Крутящий момент	Нормальный	[0.7, 0.14]
	Элементы металлоконструкций	Нормальные напряжения		[0.7]
Мостовые краны общего назначения	Механизм подъема	Нагрузка на крюке	Композиция нормального закона и его производных	[63, 64, 70]
	Механизм перемещения	Крутящий момент	Нормальный	[16, 17, 37]
Мостовые металлургические краны	Механизм подъема груза	Нагрузка от веса груза	Вейбулла	[55]
			Нормальный	[15]

Расчетные схемы и дифференциальные уравнения должны быть просты, так как, с одной стороны, они предназначены для определения статистических осредненных характеристик нагрузок, а с другой, необходимо их многократное решение (моделируется до 50 циклов крана), что требует значительных затрат машинного времени или применения мощных аналоговых ЭВМ [0.13]. Реализации процессов нагружения статистически обрабатываются с помощью ЭВМ.

Аналитические методы определения характеристик эксплуатационных нагрузок кранов [0.7, 0.11] основываются на методах статистической динамики¹ механических систем [5]. При проектировании новых кранов, имеющих конструктивные краны-аналоги в эксплуатации, применяется комбинированный расчетно-экспериментальный метод определения характеристик эксплуатационных нагрузок [6, 0.11]. В основе этого метода лежит предположение о неизменности типов законов распределения эксплуатационных нагрузок кранов, отличающихся друг от друга по параметрам (грузоподъемность, вылет, скорость и т. д.), но идентичных по принципиальным конструктивным решениям. Это предположение многократно подтверждалось экспериментами на порталных и плавучих кранах [6, 0.11].

В табл. 1.3.6 приведены данные по законам распределения нагрузок на механизмы и напряжений в металлоконструкциях различных кранов. Из табл. 1.3.6 следует, что в большинстве случаев нагрузки распределяются по нормальному или усеченному нормальному законам. Наибольшее значение для расчета вероятности безотказной работы и средней наработки до отказа деталей поворотных кранов имеют нагрузки в интервале от $0,7R_{\max}$ до R_{\max} [0.11]. В этой области распределения по различным законам экспоненциального характера близки к нормальным. В связи с этим целесообразно заменять законы Вейбулла, χ^2 и другие эквивалентным (совпадающим в области $0,7R_{\max} - R_{\max}$) им нормальным законом [0.11], что позволяет унифицировать вероятностные расчеты крановых элементов.

Характеристики эксплуатационных нагрузок, необходимые для расчета вероятности безотказной работы при однократном нагружении (по условию прочности), определяются по следующим зависимостям [2, 0.13]:

математическое ожидание нагрузки —

$$\langle R \rangle = aR_{\max}. \quad (1.3.26)$$

среднеквадратическое отклонение нагрузки —

$$\sigma_R = bR_{\max}. \quad (1.3.27)$$

¹ Статистическая динамика механических систем — раздел механики, изучающий закономерности механического движения систем под действием приложенных к ним случайных сил и кинематических воздействий.

Здесь R_{\max} — максимальная нагрузка, вычисленная по расчетному случаю IIa (см. п. I.19); a, b — коэффициенты пропорциональности.

Характеристики $\langle R \rangle$, σ_R и $\langle n_n \rangle$ могут быть определены в результате расчета на ЭВМ процесса нагружения за время одного типового цикла работы крана. Типовой цикл работы крана должен быть идентичен часто повторяющимся циклам, а рассчитанные по нему характеристики нагрузок ($\langle R \rangle$, σ_R , $\langle n_n \rangle$) должны отличаться от их эксплуатационных значений не более чем на 5—10 %

Для расчета нагрузок по типовому циклу составляются расчетная схема крана или механизма и соответствующие ей дифференциальные уравнения движения. Исходя из заданных по типовому циклу перемещений определяются моменты включения и выключения двигателей и тормозов. Уравнения движения решаются на ЭВМ, а полученные реализации нагрузок статистически обрабатываются [O.11, O.13].

При моделировании типового цикла для расчета металлических конструкций, механизмов поворота, передвижения, изменения вылета стрелы в программе, управляющей электронной моделью крана, предусматривается обратная связь между процессами раскачивания груза на канатах и моментами включения и выключения двигателей и тормозов. Это необходимо для ограничения раскачивания груза.

При отсутствии экспериментальных и расчетных данных оценка характеристик эксплуатационных нагрузок может быть осуществлена по формулам (I.3.26) и (I.3.27) и табл. I.3.7. Приведенные в таблице данные получены в результате обработки материалов натуральных тензометрических испытаний и расчетов по портальным и плавучим кранам, но могут быть в первом приближении распространены на аналогичные механизмы других кранов.

Коэффициенты a, b и расчетные зависимости для определения R_{\max} используются для вычисления математического ожидания $\langle R \rangle$ и среднеквадратического отклонения нагрузки σ_R по формулам (I.3.26), (I.3.27). Коэффициент C_1 учитывает усеченность нормальных законов распределения нагрузок. Этот закон распределения применим для всех рассматриваемых механизмов.

Среднее число пересечений $\langle n_n \rangle$ процессом нагружения среднего уровня нагрузки определяется по экспериментальным оциллограммам или по результатам расчета на ЭВМ процесса нагружения за время одного типового цикла крана. При отсутствии экспериментальных и расчетных данных значение $\langle n_n \rangle$ может быть определено по табл. I.3.8.

Расчет вероятности безотказной работы элементов кранов выполняется по формуле

$$P(t) = P_c(t) P_n(t),$$

I.3.7. Коэффициенты характеристик эксплуатационных нагрузок по крановым механизмам (I.3.26), (I.3.27)

Механизм	Текущие значения ординат нагрузок			Амплитуды нагрузок, приведенных к симметричным циклам			R_{\max}
	a	b	C_1	a	b	C_1	
подъема:							
крюковой 1	0,5—0,6	0,15—0,20	1,4—1,55	0,20—0,25	0,1—0,15	1,4—1,5	$G_H \left(1 + \frac{v}{\sqrt{g(\lambda_{CT} + y_{CT})}} \right)$
грейферный (за- мыкающая ле- бедка) 2	—	0,4	2	0,21	0,1	1,05	$1,1G_H \left(1 + 0,8 \frac{v}{\sqrt{g(\lambda_{CT} + y_{CT})}} \right)$
поворота 2	—	0,18; 0,23; 0,3	2	—	0,16; 0,19; 0,24	2	$2(M_T + M_{CT}) \lambda_{CT} \frac{J_{п.ч}}{J_{п.ч} + J_M} - M_{CT}$
изменения вылета стрелы 2	—	0,12; 0,14; 0,15	2	—	0,1; 0,12; 0,15	2	$2(R_T + R_{CT}) \lambda_B \frac{m_c}{m_c + m_D} \times$ $\times \sin \frac{\pi t_T}{\tau} + 2\lambda_B (R_D - R_{CT}) \times$ $\times \frac{m_c}{m_c + m_D} + R_{CT}$

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: G_H (кН) — вес номинального груза; v — скорость подъема груза, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; λ_{CT} — величина опускания груза, вызванная удлинением грузовых канатов от действия силы G_H , м; y_{CT} — статический прогиб конструкции в точке подвеса груза от действия силы G_H , м; M_T — тормозной момент, приведенный к оси вращения крана, кНм; M_{CT} — момент статических сопротивлений, вычисленный по расчетному случаю IIa, кНм; $J_{п.ч}$ — момент инерции поворотной части крана со стрелой на максимальном вылете без груза, кгм²; J_M — приведенный к оси вращения крана момент инерции вращающихся частей механизма поворота, кгм²; λ_{CT} — коэффициент, учитывающий затухание упругих колебаний, для кранов на колонне $\lambda_{CT} = 0,75$, для кранов на круговом рельсе $\lambda_{CT} = 0,85$; R_T, R_D, R_{CT} — нагрузки в рейке (тяге стрелы) нагрузки, вызванные соответственно тормозным и среднелетучим моментами, кН; R_{CT} — нагрузка в рейке (тяге стрелы), возникающая на вылете с наибольшей приведенной массой стрелового устройства m_c (кг) от отклонения канатов с подвешенным номинальным грузом от вертикали на угол α_1 (см. табл. I.2.25) от ветра рабочего состояния, от груза, от неуравновешенного момента сил тяжести стрелового устройства, кН; m_D — приведенная к рейке масса вращающихся частей механизма изменения вылета стрелы, кг; λ_B — коэффициент, учитывающий затухание колебаний (при наличии демпфера $\lambda_B = 0,85$, без демпфера $\lambda_B = 0,95$); t_T — время торможения механизма изменения вылета на рассматриваемом вылете стрелы, с; τ — период собственных колебаний стрелового устройства (при $t_T > \tau/2$ принимать $\sin \frac{\pi t_T}{\tau} = 1$).

1 Наибольшие значения коэффициентов a, b, C_1 принимаются при группе режима работы механизма подъема 4 м, наименьшие — при группе 1 м. 2 Наибольшие значения коэффициентов a, b принимаются при работе перегрузочного крана с грейфером, средние — при работе с крюком, наименьшие — для монтажных кранов.

1.3.8. Среднее число пересечений в единицу времени (1 с) процесса нагружения и среднего уровня нагрузки

Механизм	$\langle n_{п} \rangle$ при расчете валов на изгиб и зубчатых передач	$\langle n_{п} \rangle$ при расчете валов на кручение, тяг на растяжение и сжатие
подъема грейферный и крюковой	$\frac{0,6}{n_{в}} ПВ$	$\frac{1}{t_{ц}}$
поворота	$\frac{0,3}{n_{в}} ПВ$	$5/t_{ц}$
изменения вылета стрелы	$\frac{0,6}{n_{в}} ПВ$	$16/t_{ц}$

Примечания: 1. Таблица составлена по результатам исследования порталных и плавучих кранов. 2. В таблице приняты обозначения: $n_{в}$ — частота вращения вала (колеса); $t_{ц}$ — среднее время цикла крана (с); $ПВ$ — средняя продолжительность включения механизма.

где $P_c(t)$ — вероятность безотказной работы при однократном нагружении; $P_{ц}(t)$ — вероятность безотказной работы по условию сопротивления усталости (при многоцикловом нагружении).

Исследования по порталным, плавучим и некоторым другим типам кранов показали, что процессы нагружения (R) могут рассматриваться как стационарные, эргодические, усеченные нормальные случайные процессы¹ [О.11]. Несущая способность (R_0) элементов является случайной величиной, которая распределяется по усеченному нормальному закону [30, 35].

Вероятность безотказной работы по условию прочности (при однократном нагружении) определяется по формуле [О.11]

$$P_c(t) = 1 - \frac{C_0 \langle n_{п} \rangle \sigma_R t}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_{R_0}^2}} \exp \left[-\frac{(\langle R_0 \rangle - \langle R \rangle)^2}{2(\sigma_R^2 + \sigma_{R_0}^2)} \right], \quad (1.3.28)$$

где $\langle n_{п} \rangle$ — среднее число пересечений в единицу времени среднего уровня нагрузки $\langle R \rangle$ (математического ожидания) процессом R , кН (см. рис. 1.3.4 и табл. 1.3.7); σ_R , σ_{R_0} — среднеквадратическое отклонение нагрузки (1.3.27) и несущей способности детали, кН; $\langle R_0 \rangle$ — математическое ожидание несущей способности элемента, кН; t — расчетное время работы элемента², с;

$$C_0 = C_1 C_2. \quad (1.3.29)$$

¹ Стационарными и эргодическими называются такие случайные процессы, математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение которых не меняется с течением времени, корреляционная функция не зависит от начала отсчета, а вместо пучка реализаций может рассматриваться одна длинная реализация нагрузки [5, 11].

² Расчетное время работы элемента назначается в общем случае равным нормативному.

Здесь C_1 и C_2 — коэффициенты, учитывающие усеченность нормальных законов распределения нагрузки и несущей способности:

$$C_1 = 2 \left/ \left[\Phi \left(\frac{R_{\max} - \langle R \rangle}{\sigma_R \sqrt{2}} \right) - \Phi \left(\frac{R_{\min} - \langle R \rangle}{\sigma_R \sqrt{2}} \right) \right] \right.; \quad (1.3.30)$$

$$C_2 = 2 \left/ \left[\Phi \left(\frac{R_0 \max - \langle R_0 \rangle}{\sigma_{R_0} \sqrt{2}} \right) - \Phi \left(\frac{R_0 \min - \langle R_0 \rangle}{\sigma_{R_0} \sqrt{2}} \right) \right] \right., \quad (1.3.31)$$

где $\Phi(x)$ — табулированная функция Лапласа¹, $\Phi(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x \exp(-t^2) dt$ [11]; R_{\max} , R_{\min} — максимальная и минимальная нагрузки (см. рис. 1.3.5, а); $R_0 \max$, $R_0 \min$ — максимальная и минимальная несущие способности элемента (рис. 1.3.5, б).

Формула (1.3.28) предназначена для определения вероятности безотказной работы элементов, имеющих линейное напряженное состояние. При сложноподвижном состоянии в формуле (1.3.28) используются вероятностные характеристики ($\langle n_{п} \rangle$, $\langle R \rangle$, σ_R) приведенной нагрузки [65].

Условие

$$P_c(t) \geq [P] \quad (1.3.32)$$

будет обеспечено, если

$$\langle R \rangle \leq \langle R_0 \rangle / n_c, \quad (1.3.33)$$

где $\langle R \rangle$ — математическое ожидание нагрузки (напряжения) в расчетном сечении элемента; $\langle R_0 \rangle$ — математическое ожидание несущей способности (предельного напряжения) в расчетном сечении элемента; n_c — коэффициент запаса прочности, который при усеченном нормальном законе распределения нагрузки (напряжения) и несущей способности (предельных напряжений) определяется по формуле [О.11]

$$n_c = [\varphi + \gamma v_R \sqrt{1 + \varphi^2}] / \varphi, \quad (1.3.34)$$

где φ — отношение среднеквадратических отклонений нагрузки и несущей способности элемента, $\varphi = \sigma_R / \sigma_{R_0}$; γ — коэффициент безопасности:

$$\gamma = \sqrt{-2 \ln \left\{ -\frac{\ln [P] \sqrt{1 + \varphi^2}}{C_0 \langle n_{п} \rangle \varphi t} \right\}}; \quad (1.3.35)$$

v_R — коэффициент вариации нагрузки,

$$v_R = \sigma_R / \langle R \rangle; \quad (1.3.36)$$

¹ Для случайной величины $R = x$, $t_1 = \frac{R - \langle R \rangle}{\sqrt{2} \sigma_R}$, а для $R_0 = x$, $t_1 = \frac{R_0 - \langle R_0 \rangle}{\sqrt{2} \sigma_{R_0}}$.

$[P]$ — нормативное значение вероятности безотказной работы элемента по условию однократного нагружения; t — расчетное время (наработка) элемента; $\langle n_p \rangle$ — среднее число пересечений в единицу времени нагрузкой ее среднего уровня; C_0 — коэффициент, определяемый по формулам (I.3.29) — (I.3.31). Пример расчета имеется в работе [O.11].

Вероятность безотказной работы по условию сопротивления усталости (при многоцикловом нагружении) определяется по формуле [O.11]

$$P_n(t) = 0,5C_3 \left[\Phi \left(\frac{\sigma_{-1K}^{\max} - \langle \sigma_{-1K} \rangle}{\sigma_{\sigma_{-1K}} V^2} \right) - \Phi \left(\frac{\sigma_a - \langle \sigma_{-1K} \rangle}{\sigma_{\sigma_{-1K}} V^2} \right) \right], \quad (I.3.37)$$

где $\langle \sigma_{-1K} \rangle$, $\sigma_{\sigma_{-1K}}$, σ_{-1K}^{\max} — математическое ожидание, среднеквадратическое отклонение и максимальное значение предела выносливости в расчетном сечении элемента; C_3 — определяется по формуле, аналогичной (I.3.29) при условии замены характеристик величины R_0 аналогичными характеристиками величины σ_{-1K} ; $\Phi(\dots)$ — табулированная функция Лапласа [11]; σ_a — эквивалентное напряжение, определяемое по эквивалентной нагрузке R_a .

Эквивалентная нагрузка определяется по уравнению [30, O.11]:

$$R_a = \sqrt[m]{\frac{N}{N_0 a_1} \int_{R_0}^{R_{\max}} R^m f(R) dR}, \quad (I.3.38)$$

где N — количество нагружений за расчетное время работы t ; N_0 — базовое число циклов (см. п. I.13); m — показатель степени кривой усталости (см. п. I.13); a_1 — коэффициент, корректирующий линейную теорию суммирования повреждений [30]; $f(R)$ — плотность распределения нагрузок, приведенных к симметричному циклам.

Коэффициент a_1 для деталей механизмов определяется по зависимости [30]

$$a_1 = \frac{\int_{0,5R_0}^{R_{\max}} R f(R) dR}{\int_{0,5R_0}^{R_{\max}} f(R) dR} - 0,5R_0, \quad (I.3.39)$$

где R_{\max} — максимальная нагрузка.

Уравнения (I.3.38), (I.3.39) решаются графически или численными методами на ЭВМ [2, O.11, O.13]. При $a_1 \leq 0,2$ принимается $a_1 = 0,2$.

При распределении $f(R)$ эксплуатационных нагрузок, приведенных к симметричному циклу по нормальному или усеченному нормальному ($C_1 = 2$) законам, и в тех случаях, когда напря-

¹ Здесь N — общее количество нагрузок, включая нагрузки $R < R_0$.

жения пропорциональны нагрузкам (растяжение, сжатие, изгиб, кручение), эквивалентная нагрузка определяется по формуле

$$R_a = \varphi_a R_{\max}, \quad (I.3.40)$$

где R_{\max} — максимальная нагрузка на элемент, определяемая по табл. I.3.7, а в случаях, не предусмотренных табл. I.3.7, эта нагрузка определяется по расчетному случаю IIa.

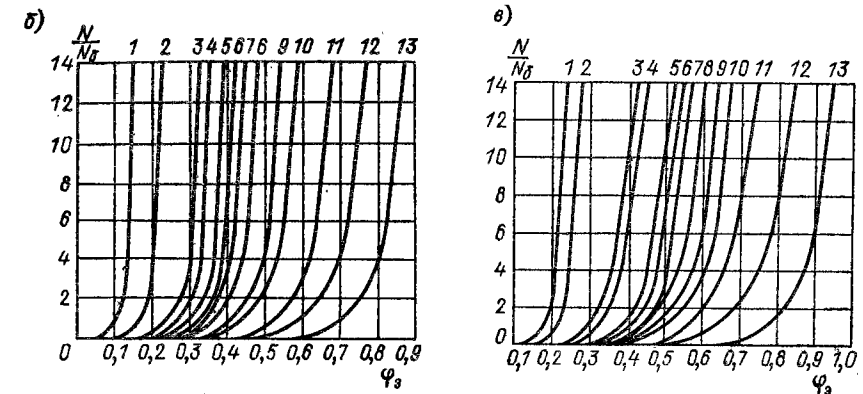


Рис. I.3.6. Графики для определения коэффициента φ_a при нормальном законе распределения нагрузок (напряжений) и $m = 3$ (а):

1 — $a = b = 0,1$; 2 — $a = 0,2, b = 0,1$; 3 — $a = 0,4, b = 0,1$; 4 — $a = 0,1, b = 0,2$; 5 — $a = b = 0,2$; 6 — $a = 0,6, b = 0,1$; 7 — $a = 0,3, b = 0,2$; 8 — $a = 0,1, b = 0,3$; 9 — $a = 0,2, b = 0,3$; 10 — $a = 0,3, b = 0,3$; 11 — $a = 0,1, b = 0,5$; 12 — $a = b = 0,5$;

$m = 6$ (б):

1 — $a = b = 0,1$; 2 — $a = 0,2, b = 0,1$; 3 — $a = 0,4, b = 0,1$; 4 — $a = 0,1, b = 0,2$; 5 — $a = b = 0,2$; 6 — $a = 0,6, b = 0,1$; 7 — $a = 0,3, b = 0,2$; 8 — $a = 0,1, b = 0,3$; 9 — $a = 0,2, b = 0,3$; 10 — $a = 0,6, b = 0,2$; 11 — $a = 0,6, b = 0,3$; 12 — $a = 0,8, b = 0,2$; 13 — $a = 0,9, b = 0,2$;

$m = 9$ (в):

1 — $a = b = 0,1$; 2 — $a = 0,2, b = 0,1$; 3 — $a = 0,4, b = 0,1$; 4 — $a = 0,1, b = 0,2$; 5 — $a = b = 0,2$; 6 — $a = 0,6, b = 0,1$; 7 — $a = 0,3, b = 0,2$; 8 — $a = 0,1, b = 0,3$; 9 — $a = 0,2, b = 0,3$; 10 — $a = 0,6, b = 0,2$; 11 — $a = 0,6, b = 0,3$; 12 — $a = 0,8, b = 0,2$; 13 — $a = 0,9, b = 0,2$

Коэффициент эквивалентности φ_a определяется по графикам на рис. I.3.6 и I.3.7. Он зависит от показателя степени кривой усталости m , относительного математического ожидания нагрузки $a = \langle R \rangle / R_{\max}$ (где $\langle R \rangle$ — математическое ожидание нагрузки), относительного среднеквадратического отклонения нагрузки $b = \sigma_R / R_{\max}$ (где σ_R — среднеквадратическое отклонение нагрузки), отношения общего количества нагружений N за расчетное время работы элемента t к базовому числу циклов N_0 (см. п. I.13).

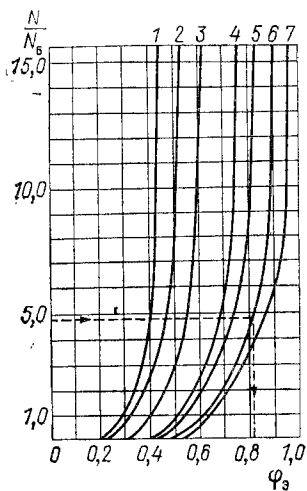


Рис. 1.3.7. График для определения коэффициента φ_3 при усеченном нормальном законе распределения нагрузок (напряжений) и $m = 9$, а $C = 2$:
 1 — $b = 0,1$; 2 — $b = 0,125$; 3 — $b = 0,2$; 4 — $b = 0,25$; 5 — $b = 0,3$; 6 — $b = 0,4$; 7 — $b = 0,5$

Если $N/N_6 > 15$, то φ_3 определяется по формуле

$$\varphi_3 = \varphi_{15} + k_n (N/N_6 - 15),$$

где φ_{15} — значение φ_3 при $N/N_6 = 15$, находится по графикам рис. 1.3.6—1.3.7; k_n — коэффициент наклона, $k_n = (\varphi_{15} - \varphi_{10})/5$. Здесь φ_{10} — значение φ_3 при $N/N_6 = 10$, находится по графикам рис. 1.3.6—1.3.7.

При распределении $f(R)$ эксплуатационных нагрузок, приведенных к симметричному циклам по усеченному нормальному закону с коэффициентом

$C_3 \leq 2$, и в тех случаях, когда напряжения пропорциональны нагрузкам (растяжение, сжатие, изгиб, кручение), эквивалентная нагрузка оценивается по формуле

$$R_3 = \varphi_3 \sqrt[m]{C_3} R_{\max}, \quad (1.3.41)$$

где φ_3 — коэффициент пропорциональности, определяемый по графикам на рис. 1.3.6—1.3.7; m — показатель степени кривой усталости (см. п. 1.13); C_3 — коэффициент, определяемый по формуле (1.3.30) или табл. 1.3.7 ($C_3 = C_1$).

Если нагрузка пропорциональна квадрату напряжений (расчет на контактную прочность), то эквивалентная нагрузка рассчитывается по формулам (1.3.40), (1.3.41) с учетом того, что коэффициент φ_3 находится по графикам на рис. 1.3.6—1.3.7 при показателе степени $m_1 = 0,5m = 0,5 \cdot 6 = 3$.

При совместном изгибе и кручении эквивалентное напряжение определяется по зависимости [30]:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_{3,н}^2 + \left(\frac{\langle \sigma_{-1K} \rangle}{\langle \tau_{-1K} \rangle} \right)^2 \tau_3^2},$$

где $\sigma_{3,н}$ — эквивалентные нормальные напряжения при изгибе эквивалентным изгибающим моментом $M_{3,н} = R_3$, определяемым по зависимостям (1.3.40) (1.3.41); τ_3 — эквивалентные касательные напряжения при кручении эквивалентным крутящим моментом $M_{3,кр} = R_3$, определяемым по зависимостям (1.3.40), (1.3.41); $\langle \sigma_{-1K} \rangle$, $\langle \tau_{-1K} \rangle$ — математические ожидания пределов выносливости расчетного сечения элемента по изгибу и кручению.

Условие $P_n^{(t)} \geq [P]$ выполнено, если

$$\sigma_3 \leq \langle \sigma_{-1K} \rangle / n_n, \quad (1.3.42)$$

где n_n — коэффициент запаса циклической прочности, который при нормальном законе распределения предела выносливости σ_{-1K} определяется по формуле [O.11]:

$$n_n = \frac{1}{1 - y v_{\sigma_{-1K}} \sqrt{2}}. \quad (1.3.43)$$

Здесь y определяется с помощью таблицы функции Лапласа [11] по зависимости

$$\Phi(y) = 2[P] - \Phi\left(\frac{\sigma_{-1K}^{\max} - \langle \sigma_{-1K} \rangle}{\sigma_{\sigma_{-1K}} \sqrt{2}}\right) \approx 2[P] - 0,9992, \quad (1.3.44)$$

где σ_{-1K}^{\max} — максимальное значение предела выносливости

$$\sigma_{-1K}^{\max} \approx \langle \sigma_{-1K} \rangle + 4\sigma_{\sigma_{-1K}}.$$

В этих формулах $\sigma_{\sigma_{-1K}}$, $v_{\sigma_{-1K}}$ — среднеквадратическое отклонение и коэффициент вариации предела выносливости. Пример расчета приведен в работе [O.11].

Расчет средней наработки элемента крана до отказа по условию циклической прочности выполняется по зависимости [30]

$$\langle N \rangle = \frac{\langle \sigma_{-1K} \rangle^m N_6 \langle a_1 \rangle}{\int_{\langle \sigma_{-1K} \rangle}^{\sigma_{\max}} \sigma^m f(\sigma) d\sigma},$$

где $\langle N \rangle$ — математическое ожидание числа циклов нагружения до предельного состояния; $\langle \sigma_{-1K} \rangle$ — среднее значение предела выносливости; $f(\sigma)$ — плотность распределения напряжений, приведенных к симметричным; $\langle a_1 \rangle$ — среднее значение коэффициента a_1 :

$$\langle a_1 \rangle = \frac{\int_{0,5 \langle \sigma_{-1K} \rangle}^{\sigma_{\max}} \sigma f(\sigma) d\sigma}{\int_{0,5 \langle \sigma_{-1K} \rangle}^{\sigma_{\max}} f(\sigma) d\sigma} - 0,5 \langle \sigma_{-1K} \rangle. \quad (1.3.45)$$

Остальные обозначения те же, что и в формулах (1.3.38), (1.3.39).

Если эксплуатационные нагрузки, приведенные к симметричным циклам, распределяются по нормальному закону и пропорциональны напряжениям, то средняя наработка вычисляется в следующей последовательности.

1. Максимальные напряжения σ_{\max} рассчитываются по нагрузкам R_{\max} , определяемым по формулам в табл. 1.3.7. В других элементах кранов σ_{\max} определяется по нагрузкам, соответствующим расчетному случаю IIa.

2. По табл. 1.3.7 определяются коэффициенты a , b . В случаях, не предусмотренных этой таблицей, сперва в результате стати-

стической обработки осциллограмм, полученных при натуральных тензометрических испытаниях или при моделировании на ЭВМ процессов нагружения по типовому циклу работы крана определяются математическое ожидание $\langle \sigma \rangle$ и среднее квадратическое отклонение σ_σ напряжений в расчетном сечении детали. Далее рассчитываются:

$$a = \langle \sigma \rangle / \sigma_{\max}; \quad b = \sigma_\sigma / \sigma_{\max}.$$

3. В зависимости от показателя степени m (см. п.1.13) кривой усталости выбирается один из графиков на рис. 1.3.6, 1.3.7. На оси абсцисс откладывается значение φ_σ и по кривой с соответствующими a и b находится на оси ординат отношение

$$k_1 = N/N_0.$$

4. Средняя наработка в числе циклов до предельного состояния определяется по зависимости

$$\langle N \rangle = k_1 N_0. \quad (1.3.46)$$

5. Средняя наработка в часах

$$\langle t \rangle = \langle N \rangle / \langle Z \rangle,$$

где $\langle Z \rangle$ — среднее число нагружений в единицу времени.

Если нагрузка прямо пропорциональна напряжениям и распределяется по усеченному нормальному закону ($C_3 < 2$), то среднее значение коэффициента эквивалентности оценивается по зависимости

$$\varphi_\sigma = \frac{\langle \sigma_{-1K} \rangle}{\sigma_{\max}} \sqrt[m]{C_3}, \quad (1.3.47)$$

где C_3 — коэффициент, определяемый по формуле (1.3.30) или табл. 1.3.7, $C_3 = C_1$.

При расчете на контактную прочность, когда нагрузка пропорциональна квадрату напряжений, коэффициент эквивалентности определяется по зависимости (1.3.47), где показатель степени $m = 3$.

Средняя наработка при совместном изгибе и кручении определяется по зависимости [0.57]:

$$\langle N \rangle = \frac{\langle N_n \rangle \langle N_k \rangle}{\sqrt{\left(\sqrt[m]{\langle N_n \rangle^2} + \sqrt[m]{\langle N_k \rangle^2} \right)^m}},$$

где N_n , N_k — средняя наработка элемента только по изгибу и по кручению соответственно; m — показатель степени кривой усталости при изгибе. Значения $\langle N_n \rangle$ и $\langle N_k \rangle$ определяются по формуле (1.3.46).

Средняя наработка элементов крана до предельного состояния при условии разового превышения нагрузки предельного уровня

(среднее время безотказной работы) определяется по формуле [0.11]

$$\langle t \rangle = \frac{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_{R_0}^2} \exp \left[\frac{(\langle R_0 \rangle - \langle R \rangle)^2}{2(\sigma_R^2 + \sigma_{R_0}^2)} \right]}{C_0 \sigma_R \langle n_n \rangle},$$

где обозначения идентичны с формулой (1.3.28). В случае сложного напряженного состояния элемента $\langle n_n \rangle$ определяется по работе [65].

Несущая способность элементов зависит от механических характеристик материалов, из которых они изготовлены, и их прочностных размеров. Механические характеристики материалов являются случайными величинами и распределяются по различным законам, однако в большинстве случаев для практических расчетов принимается нормальный закон распределения [0.11, 30, 31, 35, 0.57].

Математическое ожидание $\langle R_0 \rangle$, среднее квадратическое отклонение σ_{R_0} и коэффициент вариации v_{R_0} несущей способности элемента определяются по зависимостям:

$$\langle R_0 \rangle = F \langle \sigma_{\text{пр}} \rangle; \quad \sigma_{R_0} = F \sigma_{\text{пр}}; \quad v_{R_0} = v_{\text{пр}},$$

где $\langle \sigma_{\text{пр}} \rangle$, $\sigma_{\text{пр}}$, $v_{\text{пр}}$ — математическое ожидание, среднее квадратическое отклонение и коэффициент вариации предельного напряжения соответственно.

В справочнике [35] приведены данные по математическим ожиданиям и коэффициентам вариации пределов текучести и пределов прочности наиболее распространенных сталей. В предварительных расчетах можно оценить математическое ожидание предела текучести и предела прочности сталей по формуле

$$\langle \sigma \rangle \approx \sigma_{\min} / (1 - kv_b).$$

Здесь σ_{\min} — минимальное табличное значение предела текучести или предела прочности стали; v_b — коэффициент вариации, $v_b = 0,05 \div 0,1$.

Чем выше качество стали, тем меньше коэффициент вариации. Коэффициент пропорциональности $k = 1,4 \div 1,6$ при расчете математического ожидания предела текучести; $k = 1,5 \div 2$ — при расчете предела прочности.

Математические ожидания пределов текучести при изгибе и кручении определяются по данным, аналогичным приведенным в п. 1.12, где вместо них используются их средние значения. Коэффициенты вариации при изгибе и кручении принимаются равными коэффициентам вариации при растяжении.

Математическое ожидание предела выносливости приблизительно для лабораторных стальных образцов оценивают по формуле [31]

$$\langle \sigma_{-1} \rangle = (0,55 - 0,0001 \langle \sigma_b \rangle) \langle \sigma_b \rangle,$$

где $\langle \sigma_B \rangle$ — математическое ожидание предела прочности, МПа, стали (для множества плавок), определенное на лабораторных образцах, изготовленных из заготовок, диаметр которых близок к размеру рассчитываемой детали.

Математическое ожидание предела выносливости лабораторных образцов при кручении [31]

$$\langle \tau_{-1} \rangle = 0,6 \langle \sigma_{-1} \rangle.$$

Математическое ожидание пределов выносливости натуральных деталей определяется по зависимостям:

$$\langle \sigma_{-1K} \rangle = \langle \sigma_{-1} \rangle / k_\sigma;$$

$$\langle \tau_{-1K} \rangle = \langle \tau_{-1} \rangle / k_\tau,$$

где k_σ и k_τ — коэффициенты снижения пределов выносливости при растяжении—сжатии или изгибе и при кручении [30].

Коэффициенты вариации и математические ожидания пределов выносливости уточняются расчетным или экспериментальным путем [30, 31]. Обычно для деталей машин $v_{\sigma_{-1K}} = 0,1 \div 0,15$ [0.57].

Для сварных деталей количество факторов, влияющих на рассеяние пределов выносливости, возрастает (непровары, неметаллические включения, сварочные трещины и т. д.).

Испытания значительного числа сварных элементов машин показали, что $v_{\sigma_{-1K}} \leq 0,2$ [0.57]. Нормативная вероятность безотказной работы элементов первой категории принимается равной [53] $[P] = 0,99$. В тех случаях, когда внезапный отказ элемента может привести к несчастному случаю, $[P] = 0,9999$.

Нормативной наработкой элемента первой категории называется наработка, измеряемая массой перегруженного груза или временем t , в течение которого обеспечивается условие (1.3.24).

Нормативной наработкой на отказ или нормативным средним ресурсом элемента второй категории называется средняя наработка на отказ, определяемая руководящими техническими документами. Нормативная наработка является технико-экономической категорией и зависит от типа крана, показателей режима работы и прочих условий эксплуатации.

Для основных элементов механизмов мостовых кранов (редукторов, трансмиссионных валов и т. д.) нормативная наработка должна определяться исходя из рекомендуемых календарных сроков службы деталей (при средних режимах 10—15 лет, при тяжелых режимах 5—8 лет). В работе [56] по результатам статистических обследований и расчетов приведены нормативные средние наработки на отказ различных деталей мостовых кранов в зависимости от групп режима работы механизма. По данным статистических обследований, экономических расчетов, опросов

1.3.9. Нормативные наработки в годах эксплуатации механических элементов перегрузочных порталных и плавучих кранов

Элемент	Механизм							
	подъема		поворота		изменения вылета		передвижения	
	Работа с грейфером	Работа с крюком	Работа с грейфером	Работа с крюком	Работа с грейфером	Работа с крюком	Работа с грейфером	Работа с крюком
Канаты грузовые	0,5	1,5	—	—	—	—	—	—
Оттяжки канатные	—	—	—	—	7	7	—	—
Блоки канатные	5	10	—	—	—	—	—	—
Бараны канатные	20	20	—	—	—	—	—	—
Шкивы тормозные	7	15	10	20	10	20	10	10
Зубчатые передачи:								
закрытые	20	20	20	20	20	20	20	20
открытые	—	—	20	20	20	20	10	20
Цветочные звездочки	—	—	10	15	10	15	—	—
Валы и оси	20	20	20	20	20	20	20	20
Подшипники качения	10	20	10	20	10	20	10	20

эксплуатирующих организаций определены рекомендуемые нормативные наработки элементов перегрузочных порталных и плавучих кранов в годах эксплуатации (табл. 1.3.9).

Нормативный ресурс элементов металлоконструкций перегрузочных порталных кранов составляет 20 лет эксплуатации. При пересчете ресурса на тонны перегружаемого груза следует принимать годовую переработку десятилетнего порталного крана при работе с грейфером $0,8 \cdot 10^6$ т, а при работе с крюком $0,15 \times 10^6$ т, а для крана грузоподъемностью 16 т — $1,1 \cdot 10^6$ т и $0,17 \cdot 10^6$ т¹ соответственно.

Для прогнозирования вероятности безотказной работы крана в целом вся машина должна быть разделена на отдельные элементы: системы, узлы, детали. Расчеты существенно упрощаются, если разделение выполнено так, что отказ элемента не влияет на надежность других элементов. Далее составляется структурная схема проектируемого крана, состоящая из последовательно, параллельно и смешанно соединенных деталей в узлы, узлов в системы, систем в машину. При последовательном соединении (рис. 1.3.8, а) отказ одного из элементов приводит к отказу

¹ Эти значения переработки получены по статистическим данным на краны, находящиеся в эксплуатации. При проектировании новых машин следует учитывать возможность увеличения годовой переработки на 10—20 %.

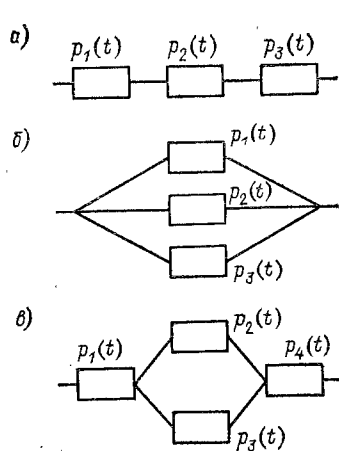


Рис. 1.3.8. Последовательное (а) параллельное (б) и смешанное (в) соединения элементов крана

всей системы. В этом случае вероятность безотказной работы системы в течение времени t определяется по зависимости

$$P_{ст}(t) = \prod_{i=1}^k P_i(t), \quad (1.3.48)$$

где k — число последовательных элементов в системе; $P_i(t)$ — вероятность безотказной работы i -го элемента в течение времени t . При параллельном соединении (рис. 1.3.8, б) отказ элемента не приводит к отказу

системы. В этом случае, если $P_i(t)$ не меняется при отказе других параллельных элементов, то

$$P_{ст}(t) = 1 - \prod_{i=1}^k [1 - P_i(t)]. \quad (1.3.49)$$

При смешанном соединении (рис. 1.3.8, в) для параллельных соединений вероятность безотказной работы определяется по формуле (1.3.49), а для последовательно соединенных — по формуле (1.3.48).

Для прогнозирования коэффициента готовности крана в целом машина также должна быть разделена на k отдельных элементов. Коэффициент готовности машины оценивается по зависимости [13]:

$$K_r \approx \frac{1}{1 + \sum_{i=1}^k T_{вi}/T_{oi}}$$

где $T_{вi}$ и T_{oi} — среднее время восстановления и наработка на отказ элемента i .

При проектировании все элементы крана можно разделить на три группы. Показатели надежности элементов первой группы определяются расчетным путем. Надежность элементов второй группы определяют по элементам-аналогам, работающим в составе других кранов, по которым имеются статистические данные. Элементы-аналоги подбирают с учетом идентичности конструкции, технологии изготовления, условий и режимов эксплуатации. К третьей группе относятся элементы, показатели которых определяют по результатам испытаний на стендах [0.57].

Система автоматизированного проектирования (САПР) кранов предусматривает последовательное применение ЭВМ при научно

обоснованном распределении функций между проектировщиками и вычислительными машинами. Эта система состоит из комплекса средств автоматизации проектирования, взаимосвязанного с подразделениями проектной организации. Конечной целью САПР является выпуск технической документации на изготовление крана высокой эффективности.

Одновременно решаются задачи сокращения сроков и трудоемкости проектирования. Для достижения этих целей при проектировании применяются математические методы и средства вычислительной техники, автоматизируются поиск, обработка и выдача информации, используются методы оптимизации и многовариантного проектирования, создаются единые банки данных справочного характера, унифицируются и стандартизируются методы проектирования.

Автоматизация проектирования может осуществляться на всех или на отдельных стадиях проектирования крана. Создание САПР, а также ее объем должны быть обусловлены технико-экономической целесообразностью. В процессе автоматизированного проектирования используется блочно-иерархический подход [7, 40]. Процесс проектирования разделяется на отдельные блоки. Этот подход позволяет свести сложную задачу проектирования крана к совокупности более простых задач.

Начальная стадия проектирования — техническое предложение — содержит техническое и технологическое обоснование целесообразности разработки документации на кран. При этом возможна автоматизация сравнения различных вариантов технических решений, проверка их патентной чистоты, выбор предпочтительного варианта, предварительная оценка показателей качества и др.

Эскизный проект содержит принципиальные конструктивные решения систем крана. Рассматриваются варианты систем и их составных частей. Применение ЭВМ возможно для выполнения их оценки и сравнения. Автоматизируются упрощенные расчеты, выполняемые на этой стадии проектирования. Возможна автоматизация компоновок различных крановых механизмов и металлоконструкций.

Технический проект содержит окончательные технические решения, дающие полное представление о конструкции крана. На этой стадии автоматизируются уточненные расчеты, оценка показателей надежности, технологичности, используются ЭВМ для оптимизации конструктивных решений [3, 10, 25, 38]. Разработка чертежей сборочных единиц и деталей может выполняться с помощью ЭВМ и соответствующих устройств для построения графического изображения.

При выполнении рабочего проекта разрабатывается конструкторская документация для изготовления и испытания опытного образца, а также серийных образцов кранов. Возможна автоматизация изготовления рабочих чертежей узлов и деталей крана.

Для создания САПР необходимо методическое, техническое, программное и информационное обеспечение. В состав методического обеспечения входят документы, в которых изложено описание применяемых математических моделей, алгоритмы, языки для описания объекта проектирования, нормативы, стандарты и другие данные для проектирования кранов. Здесь же приводятся состав и правила эксплуатации средств автоматизации проектирования. Техническое обеспечение предусматривает наличие вычислительной техники и, в первую очередь, современных цифровых ЭВМ, устройств для ввода, обработки и вывода графической информации, управляемых аналого-цифровых комплексов, средств измерения и т. д. [40]. Получили распространение комплексы АРМ (автоматизированное рабочее место) [40]. Эти комплексы включают в себя процессор, оперативную память, пульт оператора, пульт оператора с дисплеем и периферийное оборудование. Пульт оператора — это групповое устройство ввода и вывода информации, содержащее пишущую машинку, фотовводное перфоленточное устройство, перфоратор ленточный. Пульт оператора с дисплеем — групповое устройство ввода и вывода информации, построенное на основе алфавитно-цифрового дисплея и накопителя на магнитной ленте. Периферийное оборудование состоит из устройств печати, накопителей на магнитных дисках и лентах, алфавитно-цифровых и графических дисплеев, графопостроителей, устройств кодирования графической информации, устройств связи с другими вычислительными машинами.

Программное обеспечение предусматривает помимо базовых программ наличие специальных программ, используемых для решения различных задач проектирования кранов. К их числу относятся программы по расчету металлоконструкций, зубчатых передач, валов, подшипников, нагрузок в механизмах, деформаций и несущей способности отдельных элементов; определению оптимальных размеров стреловых систем, ездовых балок; расчету показателей надежности элементов кранов, статистической обработке случайных величин и процессов и т. д.

Отдельную группу представляют программы, предназначенные для имитационного моделирования процессов перегрузки различных грузов, нагрузок и напряжений в механизмах и металлоконструкциях кранов. Используются программы для автоматизации графических и чертежных работ. К ним относятся программы построения графиков функций, вычерчивания на графопостроителе сборочных чертежей металлоконструкций, отдельных деталей механизмов и т. д. Большинство программ для краностроения разработано во ВНИИПТмаше, Всесоюзном институте автоматизированного складирования (Минтяжмаш), ЛПИ им. М. И. Калинина, ЛИВТе, МВТУ им. Н. Э. Баумана, ЦНИИ строительных конструкций им. В. А. Кучеренко, ПО «Ждановтяжмаш» и ряде других организаций.

Информационное обеспечение предусматривает накопление на носителях информации (магнитные ленты и диски, перфоленты и карты и т. п.) статистических данных по надежности и эффективности кранов, различных справочных материалов, технических данных по спроектированным кранам, данных по нагрузкам и несущей способности элементов кранов, типовые методики расчета крановых систем и т. д. Основные положения, организационные основы, требования к различным видам обеспечения САПР изложены в ГОСТах группы Т58.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андрианов Е. Н. Моделирование на АВМ нагрузок в замыкающей и поддерживающей лебедках при подъеме грузевого грейфера//Тр. ЛИВТ, 1975. С. 85—95.
2. Андрианов Е. Н., Брауде В. И. Определение эквивалентных нагрузок и надежности элементов порталных кранов//Тр. ЛИВТ, 1984. С. 30—34.
3. Баранов Н. А., Серлин Л. Г. Критерии оптимальности и вопросы оптимизации стреловых устройств порталных кранов//Тр. ЛПИ, 1972. № 329. С. 55—61.
4. Бененсон И. И. О нормировании и причинах затухания вертикальных колебаний пролетных балок мостовых кранов//Тр. ВНИИПТмаш, 1970. Вып. 4 (99). С. 31—56.
5. Болотин В. В. Случайные колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. 315 с.
6. Брауде В. И. Надежность порталных и плавучих кранов. Л.: Машиностроение, 1967. 153 с.
7. Брауде В. И. Элементы системы автоматизированного проектирования грузоподъемных машин на стадии технического проекта//Тр. ЛИВТ. Совершенствование технологии перегрузочных работ и методов расчета портовой подъемно-транспортной техники. 1985. С. 31—38.
8. Брауде В. И., Звягинцев Н. В., Силиков Ю. В. Нагрузки порталных кранов//Тр. ЛИВТ, 1969. Вып. 123. С. 100—116.
9. Брауде В. И., Лейферт Э. Т., Онищенко В. И. Итоги комплексных испытаний порталных кранов//Тр. ЛИВТ, 1965. Вып. 85. С. 91—98.
10. Будрин С. Б., Серлин Л. Г. Методика оптимального проектирования корабчатых стреловых конструкций переменного сечения для порталных кранов. Деп. в НИИИНФОРМтяжмаш, № 214.
11. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М.: Физматгиз, 1962. 563 с.
12. Валин Л. М., Москвик Е. В. Система обеспечения надежности башенных кранов//Строительные и дорожные машины, 1984. № 2. С. 7—8.
13. Волков Д. П., Николаев С. Н. Надежность строительных машин и оборудования. М.: Высш. шк., 1979. 400 с.
14. Волков К. А. Имитационное моделирование эксплуатационных нагрузок в механизмах изменения вылета уравновешенных стрел портовых порталных кранов//Тр. ЛИВТ. Портовая перегрузочная техника, 1980. С. 12—23.
15. Ворожцов А. Г. Действительная нагруженность транспортных металлургических мостовых кранов и вопросы расчета их пролетных балок по предельным состояниям: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1984. 15 с.
16. Горбуля Ю. А. Вопросы оптимизации пролетных балок мостовых кранов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1968. 18 с.
17. Горбуля Ю. А., Конопля А. С., Халмашкеев В. М. Исследование режимов работы мостовых металлургических кранов с лапами//Тр. ЛПИ, 1978. Вып. 362. С. 77—80.

68. Kurth F. Neure Gesichtspunkte zur Berechnung und Bemessung von Stahlkonstruktionen im Kranbau//Publ. Techn. Univ. Heavy Ind, 1981. N 1—2. S. 133—143.

69. Paasch F. Die Bedeutung der verschiedenen Darstellungen eines Belastungskollektivs//Ilf Mitt. 9/10—63; 3 (1964). H.1,5; 4 (1965) H.12; 5 (1966). H. 1.

70. Paasch F. Berechnete und gemessene Beanspruchungskollektive an Kranen und ihr Anwenden auf das Vorschriftensystem und die Sicherheit bei der Betriebsfestigkeitsberechnung//Hebezeuge und Fördermittel, 1976. N 8. S. 236—239.

Глава 4

Расчет механизмов на прочность от действия постоянных и переменных во времени напряжений

1.17. Распределение нагрузок в звеньях механизмов

Для определения нагрузок, возникающих в элементах крановых механизмов при их работе, составляются расчетные схемы, выбор которых диктуется задачей расчета. Если определяются общие закономерности движения механизма в период неустановившегося движения, мощность двигателя, инерционные динамические усилия, то крановый механизм можно представить как одномассовую вращающуюся или поступательно движущуюся систему, к которой приложены все внешние нагрузки. В такой расчетной схеме не учитываются упругие перемещения элементов относительно друг друга. В тех случаях, когда происходят ударные нагружения системы (подъем груза с основания с подхватом, пуск при наличии зазоров в трансмиссии и т. п.), использовать жесткие расчетные схемы нельзя.

В схемах поступательного движения приведенные нагрузки выражаются силами, в схемах вращательного движения — крутящими моментами. Приведение нагрузок в механизмах осуществляется с помощью передаточного числа соответствующей передачи. Потери на трение в передачах, пропорциональные статическим нагрузкам, учитываются с помощью коэффициентов полезного действия (о КПД передач см. соответствующие разделы справочника). Величину КПД механизма при разгоне и торможении можно считать одинаковой, если в кинематической схеме отсутствуют червячные или винтовые передачи.

Учет потерь с помощью КПД при приведении должен соответствовать направлению силового потока в механизме и поэтому осуществляется при разгонах и торможениях по-разному. При силовом режиме в формулах приведения КПД находится в одной строчке с передаточным числом передачи (в числителе при приведении с быстроходного вала к тихоходному, или в знаменателе при приведении с тихоходного к быстроходному). При тормозных

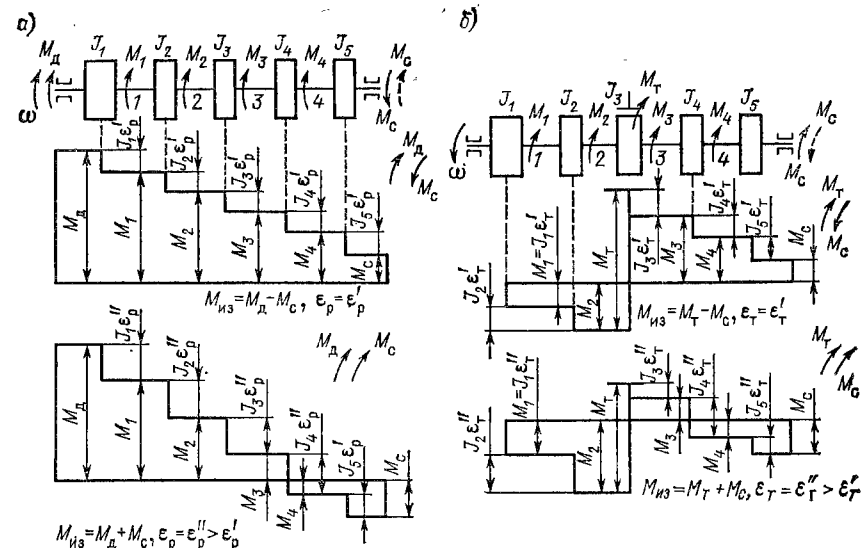


Рис. 1.4.1. Распределение крутящих моментов в механизме с жесткими связями при разгоне (а) и торможении (б): J_1 — J_5 — моменты инерции ротора двигателя, моторной муфты, муфты с тормозным шкивом, передачи и перемещаемой массы (груза, тележки, поворотной части крана) соответственно; M_i — моменты на отдельных участках

режимах, если тормозной момент воздействует на быстроходный вал, формулы приведения должны содержать передаточное число и КПД в разных строчках.

Способ учета потерь (КПД) при приведении инерционных параметров (масс и моментов инерции) также зависит от направления силового потока в механизме и соответствует приведению внешних нагрузок. Введение значения вредных сопротивлений от действия инерционных нагрузок. Расчетные формулы приведения силовых и инерционных параметров в крановых механизмах см. в т. 2, разд. VI, гл. 2—5.

В таблицах электродвигателей (разд. II, гл. 1) и муфт (т. 2, разд. V, гл. 1 и 2) указываются моменты инерции. Ориентировочные значения моментов инерции часто встречающихся узлов крановых механизмов приведены в табл. 1.4.1.

В расчетной схеме вращательного движения с жесткими связями (рис. 1.4.1) все массы будут синхронно разгоняться с ускорением ϵ_p или замедляться с ускорением ϵ_T и момент, передаваемый i -м звеном при разгоне (рис. 1.4.1, а),

$$M_i = (M_d - \epsilon_p J_{пр}^{p-1-i}) u_i \eta_i = \left(\pm M_c + M_{из}^{пр} \frac{J_{пр}^{p(i+1)-n}}{J_{пр}^{p-c}} \right) u_i \eta_i \quad (1.4.1)$$

1.4.1. Моменты инерции тел вращения [О. 31]

Тело вращения	Момент инерции
Цилиндр сплошной диаметром D	$\frac{mD^2}{8}$
Цилиндр полый с наружным D и внутренним d диаметрами	$\frac{m(D^2 + d^2)}{8}$
Шкивы, блоки, зубчатые колеса диаметром D	$\frac{mD^2}{7}$
Муфты всех конструкций диаметром D	$\frac{mD^2}{9}$
Барабаны канатные диаметром D	$\frac{mD^2}{6}$
Стержни с равномерно распределенной по длине массой относительно оси $z-z$	$\frac{m(R^2 + Rr + r^2)}{3}$

Примечание. m — масса тел вращения, кг; D , d , R и r , м.

и при торможении (рис. 1.4.1, б)

$$M_i = (M_T - \varepsilon_T J_{пр\ i-i}^T) \frac{u_i}{\eta_i} = \left(\pm M_c + M_{из}^T \frac{J_{пр\ (i+1)-n}^T}{J_{пр.с}^T} \right) \frac{u_i}{\eta_i}, \quad (1.4.2)$$

причем знак плюс, если момент двигателя (тормоза) и статический момент M_c , приведенный к валу двигателя (тормоза), имеют разное направление, и знак минус — одинаковое.

Избыточные моменты на валу двигателя (тормоза) при разгоне и торможении: $M_{из}^p = M_d \pm M_c$ и $M_{из}^T = M_T \pm M_c$, причем знак плюс, если M_c способствует, и знак минус, когда препятствует разгону (торможению). M_d — пусковой момент двигателя (при определении среднего за время разгона ускорения его можно принимать равным среднему пусковому моменту двигателя, максимальных инерционных динамических нагрузок — максимальному моменту двигателя, ограниченому электрической защитой), M_T — тормозной момент тормоза, u_i и η_i — передаточное число и КПД передачи от двигателя (тормоза) до i -го звена. Ускорения системы при разгоне $\varepsilon_p = M_{из}^p / J_{пр.с}^p$ и торможении $\varepsilon_T = M_{из}^T / J_{пр.с}^T$.

Приведенные к валу двигателя (тормоза) моменты инерции масс определяются при разгоне

$$J_{пр}^p = \sum \frac{J_k}{u_k^2 \eta_k} + \sum \frac{m_k v_k^2}{\omega^2 \eta_k}, \quad (1.4.3)$$

при торможении

$$J_{пр}^T = \sum \frac{J_k \eta_k}{u_k^2} + \sum \frac{m_k v_k^2 \eta_k}{\omega^2}, \quad (1.4.4)$$

где $u_k = \omega / \omega_k$ — отношение частоты вращения ω элемента, к которому осуществляется приведение, к частоте вращения ω_k приводного элемента, в данном случае — передаточное число от вала двигателя до k -го звена; J_k — моменты инерции масс, вращающиеся с частотой ω_k ; m_k — массы поступательно движущихся со скоростью v_k тел.

При определении приведенного к валу двигателя (тормоза) момента инерции всей системы $J_{пр.с}$ суммирование в формулах (1.4.3) и (1.4.4) осуществляется от $k = 1$ (первой массы, ротора двигателя) до $k = n$ (последней массы), при определении $J_{пр\ i-i}$ от $k = 1$ до $k = i$, $J_{пр\ (i+1)-n}$ — от $k = i + 1$ до $k = n$. Приведенный момент инерции масс, расположенных на промежуточных валах привода (шестерни, валы, барабаны, колеса), можно считать равным 20 % от суммы моментов инерции ротора двигателя и муфты с тормозным шкивом на первом валу.

На участке тормоз—двигатель при торможении (рис. 1.4.1, б) $M_T = 0$ и моменты, передаваемые первым и вторым звеньями

$$M_1 = -\varepsilon_T J_1; \quad M_2 = -\varepsilon_T (J_1 + J_2) u_2 / \eta_2. \quad (1.4.5)$$

Для уточненного определения динамических нагрузок в механизмах составляются расчетные схемы, которые наиболее часто представляют работу машины как движение нескольких абсолютно жестких точечных масс, соединенных упругими безмассовыми связями, под действием внешних нагрузок. В большинстве случаев расчетные схемы крановых механизмов имеют такое соотношение параметров, при котором парциальные частоты оказываются существенно различными. В таких случаях схемы, составляющие исходную упругую систему, отличаются очень слабым взаимодействием масс и упругие колебания обладают свойством одночастотности, т. е. во всем спектре частот для нагрузки того или иного звена решающее значение имеет одна какая-нибудь частота, амплитуда которой намного больше, чем амплитуды других частот. Это позволяет во многих случаях пользоваться упрощенными динамическими схемами и сводить многомассовые системы к двух-, трехмассовым.

В табл. 1.4.2 приведены максимальные значения динамических нагрузок в упругой связи M_i^{\max} двухмассовых систем при раз-

1.4.2. Максимальные нагрузки M_i^{\max} звена двухмассовой расчетной схемы

Номер схемы	Схема нагружения	Упругая связь с предварительным нагружением M_c	Жесткая связь
1		$M_c + \frac{2(M_D - M_c)J_{II}}{J_I + J_{II}}$	$M_c + \frac{(M_D - M_c)J_{II}}{J_I + J_{II}}$
2		$-M_c + \frac{2(M_D + M_c)J_{II}}{J_I + J_{II}}$	$-M_c + \frac{(M_D + M_c)J_{II}}{J_I + J_{II}}$
3		$M_c + \frac{2(M_D - M_c)J_{II}}{J_I + J_{II}}$	$\frac{(M_D - M_c)J_{II}}{J_I + J_{II}}$
4		$-M_c + \frac{2(M_D + M_c)J_{II}}{J_I + J_{II}}$	$\frac{(M_D + M_c)J_{II}}{J_I + J_{II}}$

личных вариантах нагружения движущим M_D и моментом сопротивления M_c в предположении, что M_D и M_c постоянны по величине и прикладываются мгновенно. Там же приведены значения M_i^{\max} при жесткой связи между массами. Динамические нагрузки возрастают вследствие упругих колебаний и могут вдвое превысить значения, вычисленные в предположении жесткой связи. Соответствие схем нагружения в табл. 1.4.2 режимам работы механизмов см. т. 2, разд. VI, гл. 2—5.

Моменты инерции J_I и J_{II} в табл. 1.4.3 являются суммарными приведенными моментами инерции масс, расположенных по обе стороны рассматриваемого упругого звена, причем J_I включает массы со стороны движущего (тормозного момента).

Вычисление приведенных моментов инерции $J_{пр}$ в схемах с упругими связями осуществляется без учета КПД по формуле

$$J_{пр} = \sum \frac{J_k}{u_k^2} + \sum \frac{m_k v_k^2}{\omega^2}, \quad (1.4.6)$$

где обозначения те же, что в формулах (1.4.3) и (1.4.4). Значения приведенных масс крановых металлоконструкций см.

1.4.3. Параметры двухмассовой расчетной схемы механизма

Схема механизма	Номер звена	J_I	J_{II}	Схемы нагружения по табл. 1.4.2
	<i>Разгон</i>			
	1	J_1	$J_2 + J_3 + J_4 + J_5$	1, 2
	2	$J_1 + J_2$	$J_3 + J_4 + J_5$	
	3	$J_1 + J_2 + J_3$	$J_4 + J_5$	
4	$J_1 + J_2 + J_3 + J_4$	J_5		
<i>Торможение</i> ¹				3, 4
1	$J_2 + J_3 + J_4 + J_5$	J_1		
2	$J_3 + J_4 + J_5$	$J_1 + J_2$		
3	$J_1 + J_2 + J_3$	$J_4 + J_5$		
<i>Торможение</i>				1, 2
4	$J_1 + J_2 + J_3 + J_4$	J_5		

¹ При торможении в схемах нагружения на рисунках в табл. 1.4.2 M_D следует заменить на M_T .

в табл. I.2.21, различных систем с распределенными параметрами — в работе [O.35].

В приводах механизмов наименее упругими элементами являются канаты, валы, тяги, упругие муфты. В расчетных схемах пользуются приведенным коэффициентом жесткости, который для схем вращательного движения при наличии в системе кроме скручиваемых также и растянутых (сжатых) и изогнутых элементов определяется по формуле

$$c_{пр} = \frac{1}{\sum \frac{u_k^2}{c''} + \sum \frac{\omega^2}{c' v_k^2}}, \quad (1.4.7)$$

где u_k — отношение частоты вращения элемента, к которому осуществляется приведение, к частоте вращения приводимого элемента, $u_k = \omega/\omega_k$; v_k — линейная скорость приводимого элемента; c' и c'' — угловые и линейные коэффициенты жесткости упругих элементов соответственно (табл. I.4.4).

Период колебаний τ двухмассовой системы (см. табл. I.4.2) определяется по формуле [O.31]:

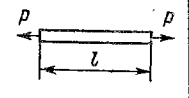


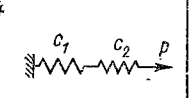
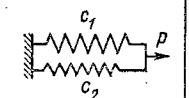
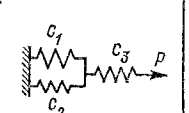
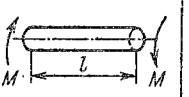
$$\tau = \frac{2\pi}{\sqrt{c_{пр} \left(\frac{1}{J_I} + \frac{1}{J_{II}} \right)}}. \quad (1.4.8)$$

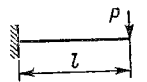
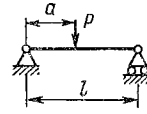
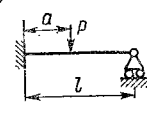
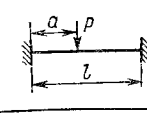
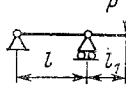
В зависимости от типа привода и способа его управления движущая (тормозная) сила может прикладываться как мгновенно, так и постепенно. Характер нарастания движущей (тормозной) силы мало влияет на динамическую нагрузку, которая определяется главным образом соотношением времени нарастания силы от нуля до максимальной величины, продолжительностью ее действия и периодом колебания системы (см. п. I.8). В двухмассовых схемах динамическая нагрузка при мгновенном приложении сил не зависит от жесткости упругой связи (табл. I.4.2). Влияние действительных характеристик привода на динамические нагрузки приведено в работах [O.31, O.35, O.68].

Зазоры в передачах приводов приводят к существенному повышению динамической нагрузки по сравнению с системой без зазоров. Нагрузки, вызванные наличием зазора, возрастают с увеличением продолжительности эксплуатации, так как зазор увеличивается вследствие изнашивания соединений. Влияние зазора на динамическую нагрузку тем меньше, чем больше период колебаний упругой системы. Практически это означает, что зазор в зубчатой передаче оказывает влияние на динамическую нагрузку в этой передаче и несущественно влияет на нагрузки в металлоконструкции крана. Период колебаний τ_3 двухмассовой системы при наличии зазора Δ [O.68]:

$$\tau_3 = \frac{2\pi}{\sqrt{c_{пр} \left(\frac{1}{J_I} + \frac{1}{J_{II}} \right)}} \left[1 + \frac{2}{\pi \left(2 \frac{\varphi_{\max}}{\Delta} - 1 \right)} \right] \quad (1.4.9)$$

I.4.4. Коэффициент жесткости упругих элементов с

Вид деформации	Упругий элемент	Расчетная схема	Коэффициент жесткости c при модулях упругости при растяжении — сжатии E и сдвиге G
Растяжение или сжатие	Стержень или канат с площадью F		$c' = \frac{EF}{l}$
	Цилиндрическая винтовая пружина: D — средний диаметр, d — диаметр проволоки, n — число витков		$c' = \frac{Gd^4}{8D^3n}$
	Коническая винтовая пружина: D_1 и d_1 — наибольший и наименьший диаметры, d — диаметр проволоки, n — число витков		$c' = \frac{Gd^4}{2n(D_1^3 + d_1^3) \times (D_1 + d_1)}$
	Последовательное соединение упругих элементов		$c' = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}$
	Параллельное соединение упругих элементов		$c' = c_1 + c_2$
	Параллельно-последовательное соединение упругих элементов		$c' = \frac{(c_1 + c_2) c_3}{c_1 + c_2 + c_3}$
Кручение	Вал диаметром d с полярным моментом инерции поперечного сечения J_R		$c'' = \frac{J_R G}{l} = \frac{G \pi d^4}{32l}$

Вид деформации	Упругий элемент	Расчетная схема	Коэффициент жесткости c при модулях упругости при растяжении—сжатии E и сдвиге G
Поперечный изгиб	Консольная балка		$c' = \frac{3EJ}{l^3}$
	Двухопорные балки		$c' = \frac{3EJl}{a^2(l-a)^2}$
			$c' = \frac{12EJl^3}{a^5(l-a)^2(4l-a)}$
			$c' = \frac{3EJl^3}{a^3(l-a)^3}$
Двухопорная балка с консолью		$c' = \frac{3EJ}{(l+l_1)l_1^2}$	
<p>Примечание. Коэффициент линейной жесткости при растяжении—сжатии или изгибе силой P равен $c' = P/y$ а при кручении моментом M коэффициент угловой жесткости $c' = M/\varphi$, где φ — угол поворота сечения; y — удлинение (укорочение) или прогиб в месте приложения силы P. Модуль упругости для канатов см. т. 2. п. V.4.</p>			

зависит от максимального относительного угла φ_{\max} закручивания масс J_I и J_{II} . При $\Delta = 0$ получаем (I.4.8). Подробно влияние зазоров на нагрузки рассмотрено в работах [O.31, O.68], динамические нагрузки в механизмах — в работах [O.11, O.13, O.14, O.26, O.31, O.35, O.54, O.58, O.59, O.68].

I.18. Расчетные нагрузки и допускаемые напряжения

Сводные данные по нагрузкам даны в табл. I.4.5. Расчет по первому случаю нагрузок ведется по эквивалентной нагрузке $M_{\text{эк}} = \varphi_0 M_{\text{н}}$. Коэффициент режима работы (коэффициент эквивалентности)

$$\varphi_0 = \sqrt[m]{\sum \left(\frac{M_i}{M_{\text{н}}}\right)^m \left(\frac{z_i}{\sum z_i}\right)}, \quad (I.4.10)$$

I.4.5. Расчетные данные и нагрузки элементов механизмов

Случай нагрузок	Ветер (ГОСТ 1451—77)	Угол отклонения грузовых канатов от вертикали	Расчетные нагрузки	[σ] для стали
I (рабочая нормальная)	—	α_I	Эквивалентная нагрузка $M_{\text{ЭК}} = \varphi_0 M_{\text{н}}$	$\frac{\sigma_{\text{РК}}}{n_I}$
II (рабочая максимальная)	$P_{\text{вII}}$	α_{II}	Максимальная нагрузка при разгонах и торможениях с учетом упругости связей; статический момент $M_{\text{с тах}}$	$\frac{\sigma_{\text{T}}}{n_{\text{II}}}$
III (нерабочая)	Ураганный	—	Собственный вес элементов крана и ураганный ветер	$\frac{\sigma_{\text{T}}}{n_{\text{III}}}$
<p>Примечания: 1 $M_{\text{н}}$ — нормативная нагрузка (например, номинальный момент двигателя, соответствующий расчетному значению ПВ. %) элемента механизма; давление ветра учитывается косвенно, через момент двигателя, мощность которого определяется с учетом нагрузки от ветра. 2 Максимальные нагрузки при реостатном пуске двигателя с учетом упругости связей нужно определять исходя из максимального момента двигателя, который он имеет в момент запуска; найденная таким образом нагрузка должна быть не меньше значения нагрузки, полученной исходя из максимального момента двигателя, ограниченного электрической защитой, без учета упругости связей. 3. $M_{\text{с тах}}$ — максимальный статический момент при установившемся движении, φ_0 — коэффициент режима работы (I.4.10).</p>				

I.4.6. Показатель степени кривой усталости m для стальных деталей механизмов порталных кранов

Деталь	Вид деформации и расчета	m
Валы и прочие детали механизмов без сварки (кроме зубчатых и червячных передач)	Кручение, изгиб, растяжение, сжатие и совместное их действие	9
	Контактная долговечность катков	6
<p>Примечание. Величина m для зубчатых и червячных передач приведена в т. 2, табл. V.1.14 и V.1.33</p>		

1.4.7. Коэффициенты режима работы Φ_3 для элементов механизмов порталных кранов

Рассчитываемые детали на участке механизма от тормоза до рабочего органа и вид деформации		Механизм												
		подъема крюка		замыкания и подъема грейфера		передвижения			поворота			изменения вылета		
		4М	5М	6М		4М	5М	6М	4М	5М	6М	4М	5М	6М
Деталь	Деформация													
Валы, оси, зубья червячных и зубчатых передач, цевки, звездочки, рычаги, тяги. Подвесные и поддерживающие устройства механизмов подъема	1,1	1,2	1,4		1,3	1,5	1,8	1,8	1,8	2,0	2,5	1,2	1,3	1,5
	0,7	0,8	0,6		0,6	0,8	1,1	2,4	2,6	2,8	1,2	1,3	1,5	
Подшипники качения	0,9	1,1	0,8		1,1	1,3	1,4	1,2	1,4	1,6	1,0	1,1	1,2	
	0,7	0,8	0,6		0,8	1,0	1,1	0,8	1,0	1,1	0,8	1,0	1,1	

Пр и м е ч а н и е. Приведенные значения Φ_3 получены для приводов с двигателями переменного тока с фазным ротором. Для других типов электродвигателей, обеспечивающих идентичные с двигателями переменного тока с фазным ротором времена разгона, Φ_3 могут приниматься по данным таблиц. В прогибном случае коэффициенты режима работы следует определять по данным натурных исследований или методами имитационного моделирования (см. п.1.16).

причем суммированию подлежат члены, вызывающие напряжения $\sigma_i > [\sigma_{RK}]$.

В табл. 1.4.6 приведены значения m для стальных деталей механизмов порталных кранов. При отсутствии достаточных данных для определения величины Φ_3 ее значения для механизмов кранов можно принимать по табл. 1.4.7, см. также разд. I, гл. 3 и 5.

По II случаю нагрузок расчет ведется для двух видов нагрузки: максимальной, определяемой с учетом упругости связей при наиболее неблагоприятных условиях рабочего состояния, и максимальной статической при установившемся движении, если возможно ее превышение выше значений, принятых для условий расчета с учетом упругости связей. Запасы прочности для элементов крановых механизмов приведены в табл. 1.3.4.

Глава 5 Расчет металлических конструкций на прочность от действия постоянных и переменных во времени напряжений

1.19. Общие положения

В практике краностроения находят применение два метода расчета металлических конструкций: расчет по методу предельных состояний и по методу допускаемых напряжений.

Расчет по методу предельных состояний базируется на статическом изучении действительной нагруженности конструкций в условиях эксплуатации и статистическом изучении однородности материала, понятия коэффициента запаса он не использует. Метод расчета по предельным состояниям, принятый для строительных конструкций [О.61, 15] и железнодорожных мостов [14], применительно к кранам разработан пока для строительных башенных кранов [О.7, 3], стальных конструкций мостовых и козловых кранов [О.1, 9, 12] и для стальных конструкций мостовых перегружателей грузоподъемностью до 50 т и козловых кранов грузоподъемностью от 100 до 2000 т [11].

Расчет по методу допускаемых напряжений, пока еще распространенный, базируется на установленных практикой коэффициентах запаса прочности.

Вероятностные методы расчета, позволяющие оценить характеристики долговечности и надежности конструкций, находящиеся в стадии теоретических разработок, рассмотрены в п. 1.16 [О.11, О.12, О.13].

Конструкции рассчитываются на прочность и устойчивость от действия максимальных нагрузок рабочего состояния (II слу-

чай), а при необходимости также по максимальным нагрузкам нерабочего состояния (III случай) и по случаям особых нагрузок (см. п. 1.5), технологические нагрузки могут относиться как ко II, так и к III случаям нагружения. Расчет на сопротивление усталости носит поверочный характер и производится после расчета прочности и устойчивости от максимальных нагрузок, когда в проекте приняты все конструктивные исполнения узлов и соединений; он ведется по нагрузкам рабочего состояния (I случай) от многократного действия переменных нагрузок, возникающих в течение всего срока службы крана. Для кранов режима работы 6К—8К (см. табл. 1.2.9) этот расчет, а не расчет по II случаю, часто является определяющим. Для кранов режима работы 4К, 5К необходимость расчета на сопротивление усталости для отдельных групп кранов следует устанавливать практически-ми расчетами. Для кранов режима работы 1К—3К расчет их металлических конструкций на сопротивление усталости не требуется.

Так как, как правило, для расчета элементов крановых металлических конструкций данные об их фактической нагруженности в условиях эксплуатации за срок службы пока отсутствуют, следует пользоваться расчетными сочетаниями нагрузок I и II случаев рабочего состояния в зависимости от условий эксплуатации крана. Наиболее общими являются следующие сочетания нагрузок:

а) кран неподвижен (работает только подъемный механизм), производится подъем (отрыв) груза от основания или торможение его при спуске;

б) кран с грузом находится в движении (передвижение крана, тележки, изменение вылета, вращение), причем происходит торможение или разгон одного из механизмов.

Для I и II случаев нагружения эти сочетания будут однотипными: в первом случае — сочетания Ia и Ib, а во втором случае — сочетания IIa и IIb (см. табл. 1.5.8, 1.5.16). При расчетах по I случаю нагружения для некоторых элементов конструкций следует учитывать суммарное воздействие как комбинации нагрузок Ia со своим количеством циклов, так и комбинации нагрузок Ib со своим количеством циклов. В зависимости от типа крана возможны также сочетания нагрузок Ic и IIc и т. д. (см. разд. III, гл. 2—4).

Отдельные составляющие общей нагруженности (вес груза, силы инерции и т. п.) представляются в виде или кривых распределения, или экспериментальных кривых, или гистограмм (см. рис. 1.2.2, 1.2.3) [O.1, O.7, O.11, O.21], а при отсутствии таких данных могут приниматься по типовым графикам нагрузки (рис. 1.2.1 и 1.5.1). Линейные графики отношения внешней нагрузки P_i к номинальной P_n за срок службы крана (рис. 1.5.1) примерно имеют место при следующих режимах работы кранов (табл. 1.2.9): график 10 — 8К [$\varphi_0 = 1$ (1.3.11)]; 9, 8, 7 — 7К

Рис. 1.5.1. Линеаризованные графики крановой нагрузки

($\varphi_0 \approx 0,9 \div 0,8$); 6, 5 — 6К ($\varphi_0 \approx 0,8 \div 0,7$); 4, 3, 2 — 5К ($\varphi_0 \approx 0,7$); 1, 0 — 4К ($\varphi_0 \approx 0,6$).

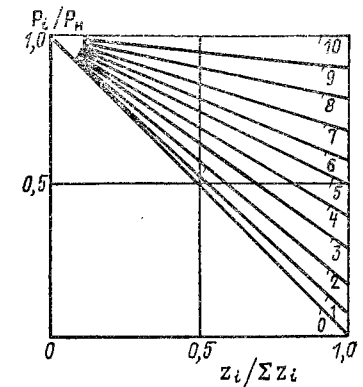
Нагрузками (силовыми воздействиями) металлических конструкций кранов являются собственные веса металлических конструкций и расположенных на них механизмов и электрооборудования (см. разд. II и III т. 1), а также тележек, талей, поворотных кранов и т. п., передвигающихся по металлическим конструкциям (см. т. 2, разд. IV).

Вес груза G , соответствующий номинальной грузоподъемности крана, и вес грузозахвата G_s (см. т. 2, разд. V, гл. 3); для I случая нагружения $G_s = \varphi_0 G$, где φ_0 см. (1.3.11) и рис. 1.2.1 и 1.5.1.

Коэффициент толчков k_t для II случая нагружения принимается по данным п. 1.8, для I случая нагружения в среднем можно считать $k_t = 1 + 0,5(k_t - 1)$. Влияние толчков на груз, находящийся в высшем положении, не ослабляется амортизирующим действием канатов.

Динамические коэффициенты ψ_I и ψ_{II} определяются по формуле (1.2.21), а данные для определения коэффициента динамичности — табл. 1.2.21, причем расчетную скорость отрыва груза от земли v можно принимать: для II случая нагружения (ψ_{II}) равной скорости подъема груза v_n , т. е. $v = v_n$, а для I случая нагружения (ψ_I) для кранов режима работы 4К, 5К — $(0,35 \div 0,5) v_n$, а для кранов режима работы 6К—8К — $(0,5 \div 0,8) v_n$. Расчетная скорость отрыва груза от основания зависит в первую очередь от способа запуска подъемного механизма (нерегулируемый, регулируемый или автоматический), частоты подъема грузов, близких к номинальному и от механической характеристики двигателя [O.21].

Горизонтальная сила инерции масс крана (см. п. 1.8) для I случая нагружения принимается при плавных разгонах и торможениях $F_{и}$, соответствующих постоянной (средней) величине ускорения, за расчетный период торможения $F_{и} = m a_{ср}$, где $a_{ср}$ см. в п. 1.8, но не более ускорения, определяемого из условий сцепления ходовых колес с рельсом или проскальзывания в муфте предельного момента. Для II случая нагружения при резких разгонах и торможениях значение $F_{и \max}$ может достигать величины $F_{и \max} = 2F_{и}$ (мгновенное торможение) и принимается не менее величины, получающейся из расчета максимального значения ускорения $m a_{\max}$. Влияние груза, находящегося на гибком подвесе в высшем положении, учитывается как при жестком подвесе.

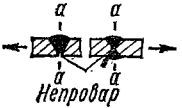
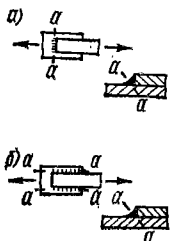
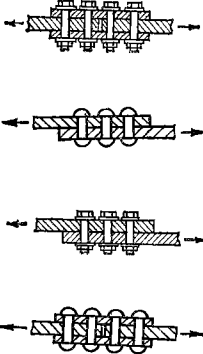



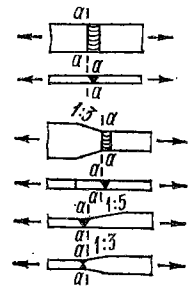

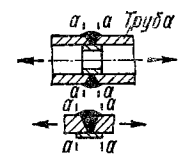
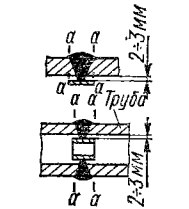
1.5.1. Расчетные эффективные коэффициенты концентрации напряжений K типовых элементов краевых металлических конструкций

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты K для стали		Схема соединения и расположения расчетного сечения $a-a$
	малоуглеродистой	низколегированной	
<i>Основной металл вдали от сварных швов</i>			
1. Основной металл с необработанной прокатной поверхностью нормального качества с прокатными или обработанными механическим путем кромками в сечениях вне сварных швов, болтов, заклепок и галтельных переходов	1,0	1,0	
2. То же, но с кромками, обрезанными газовой резкой: ручной машинной	1,4 1,2	1,8 1,3	
3. То же, но с обработанными механическим путем кромками при радиусе перехода: $R \geq 200$ мм для малоуглеродистой и $R \geq 300$ мм для низколегированной стали; $R = 10$ мм; $R = 1$ мм (прямой угол)	1,0 1,6 2,0	1,0 2,0 2,5	
4. Основной металл по сечениям соединений на чистых болтах с отверстиями из-под развертки:			
при двусрезных болтах	1,4	1,6	
» односрезных »	1,6	1,8	

Продолжение табл. 1.5.1

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты K для стали		Схема соединения и расположения расчетного сечения $a-a$
	малоуглеродистой	низколегированной	
То же для заклепочных соединений при отверстиях, образованных в пакетах сверлением на полный диаметр или рассверловкой после проковки не менее 3 мм на диаметр:			
при двусрезных заклепках	1,6	2,0	
при односрезных заклепках	2,0	2,5	
5. Основной металл в сечениях у прикреплений высокопрочными болтами	1,4	1,6	
6. Основной металл в сечениях по свободному отверстию, образованному сверлением:			
при нормальном качестве сверления	1,4	1,6	
при сниженном качестве сверления	1,8	2,2	
7. То же, но при заваренных отверстиях	2,5	3,2	
<i>Сварные швы и болты</i>			
8. Стыковые швы (по оси шва) с полным проваром корня шва:			
при автоматической сварке	1,2	1,4	
при ручной сварке	1,4 (1,6)	1,6 (2,0)	

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты К для стали		Схема соединения и расположения расчетного сечения $a-a$
	малоуглеродистой	низколегированной	
9. Стыковые швы (по оси шва) с неполным проваром корня шва или при отсутствии обратной подварки	2,5—3,2	3,2—4,0	
10. Угловые швы: а) поперечные (лобовые) швы по расчетному сечению шва: при автоматической сварке при ручной сварке б) продольные (фланговые) швы по расчетному сечению, проходящему по длине шва при ручной сварке	1,6 2,5 (3,2) 3,0 (4,0)	2,2 3,2 (4,0) 4,0 (см. примечание 6)	
11. Болты для отверстий из-под развертки, а также заклепки (при расчете на срез и на смятие): двусрезные односрезные	1,6 2,0	2,0 2,5	
12. Высокопрочные болты	1,0	1,0	

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты К для стали		Схема соединения и расположения расчетного сечения $a-a$
	малоуглеродистой	низколегированной	
<i>Основной металл в местах перехода к сварным швам</i>			
13. У стыкового шва, перпендикулярного к действующему усилию (см. примечание 4): при стыковании листов одинаковой толщины и ширины при стыковании листов разной ширины и толщины при уклонах у симметричных скосов не круче 1 : 3, а у несимметричных — не круче 1 : 5 при стыковании элементов из фасонного проката	1,4 (1,8) 2,0 (2,5) 2,3 (2,8)	1,8 (2,2) 2,5 (3,2) 2,5 (3,2)	
14. У стыкового шва, расположенного вдоль действующего усилия, а также работающего на срез (см. примечание 4)	1,4 (2,2)	1,8 (2,8)	
15. У стыкового шва с плотно прилегающей со стороны корня шва подкладкой, проваренной стыковым швом; шов перпендикулярен к действующему усилию	1,8 (2,2)	2,2 (2,8)	
16. То же, но при зазоре в 2—3 мм между стыкуемым элементом и подкладкой	2,0 (2,5)	2,5 (3,2)	

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты К для стали		Схема соединения и расположения расчетного сечения <i>a-a</i>
	малоуглеродистой	низколегированной	
17. У стыкового шва, перпендикулярного к действующему усилию, при смещении стыкуемых кромок на 0,2 δ	1,8 (2,2)	2,2 (2,8)	
18. У поперечного (лобового) шва при передаче усилия через шов (см. примечание 4)	2,5 (3,2)	3,2 (4,0)	
19. То же при передаче усилия через основной металл (см. примечание 4)	2,0 (2,5)	2,5 (3,2)	
20. У поперечного валика шва, наплавленного на основной металл: при плавном переходе от шва к основному металлу при резком переходе от шва к основному металлу	1,2 1,6	1,6 2,0	
21. У продольного (флангового) шва при передаче усилия через шов	3,2 (4,0)	4,0 (см. примечание 6)	
22. То же при передаче усилия через основной металл	2,8 (3,2)	3,6 (4,0)	

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты К для стали		Схема соединения и расположения расчетного сечения <i>a-a</i>
	малоуглеродистой	низколегированной	
23. У продольного валика шва, наплавленного на основной металл: при плавном переходе от шва к основному металлу при резком переходе от шва к основному металлу	1,2 1,6	1,6 2,0	
24. У непрерывных швов вдали от диафрагм и ребер элементов, сваренных из листов, при действии усилия вдоль оси шва: при автоматической и полуавтоматической сварке при ручной сварке	1,2 1,2 (1,6)	1,2 1,6 (2,0)	
25. У непрерывных поясных швов балок с рельсом над стенкой при полном проваре стенки и вогнутых швах (см. примечание 7): при совпадении осей рельса и стенки и плотном прилегании подошвы рельса к поясу при допустимом смещении оси рельса с оси стенки на 15 мм (СНиП III-18—75) и плотном прилегании подошвы рельса к поясу То же, но при неплотном прилегании подошвы рельса к поясу	2,0 3,2 4,0	3,2 4,0 См. примечание 6	

Характеристика расчетного сечения	Коэффициенты K для стали		Схема соединения и расположения расчетного сечения $a-a$
	малоуглеродистой	низколегированной	
26. У присоединений косынки встык:			
при прямоугольной форме косынки и зачистке концов швов	2,0	2,8	
то же без зачистки концов швов	2,5	3,6	
при трапециевидальной форме косынки и зачистке концов швов	1,6	2,2	
то же без зачистки концов швов	2,0	2,8	
то же при механической обработке концов швов и косынки по радиусу, начиная от места перехода шва к основному металлу	1,2	1,4	
<p>Примечания: 1. Приведенные значения коэффициентов K действительны для конструкций, выполненных в соответствии с техническими условиями на изготовление из сталей, для которых при $K = 1$ $\sigma_{-1}/\sigma_B \approx 0,35$ и $\psi = 0,2$. 2. Коэффициенты K, указанные в пп. 4, 6, 7, относятся к сечениям нетто. 3. Значения K в скобках для сварных соединений, выполненных в особо неблагоприятных условиях сварки: на открытом воздухе при пониженной температуре, ветре, потолочная сварка, монтажная сварка и т. п. (табл. 1.5.2). 4. При обработке напильником вдоль направления усилий заподлицо с основным металлом у стыковых швов (пп. 13, 14) и создании плавного перехода от шва к основному металлу путем обработки шва у лобовых швов (пп. 18, 19) уменьшение значений K составляет 15—30%. Под обработкой шва подразумевается обработка шлифовальным кругом, специальной фрезой или любым другим способом, не оставляющим на поверхности швов зарубок, насечек, надрезов и других дефектов. 5. Если способ наложения сварных швов (автоматический или ручной) не оговаривается, то это значит, что он может быть как одним, так и другим. 6. Соединения недопустимы, так как $K \approx 5,0$. 7. Коэффициенты K, указанные в п. 1.25, относятся к местным напряжениям сжатия σ_m в стенке балки под сосредоточенным грузом P (III.1.81). 8. Для алюминиевых сплавов АМг5 и АМг6 эффективные коэффициенты концентрации напряжений принимаются такими же, что и для малоуглеродистых сталей.</p>			

Расчетные углы отклонения груза от вертикали у поворотных кранов приведены в разд. III, гл. 3 и 4. Угол отклонения груза от вертикали α может также рассматриваться как результат косоугольного подъема груза при комбинации нагрузок Ia $\leq 3^\circ$, при IIa $\leq 6^\circ$. Расчетные нагрузки и их комбинации см. в табл. 1.5.8, 1.5.16.

Давление ветра $P = P_v + P_v^d$, где P_v — статическое давление (1.2.5); P_v^d — динамическая составляющая ветровой нагрузки

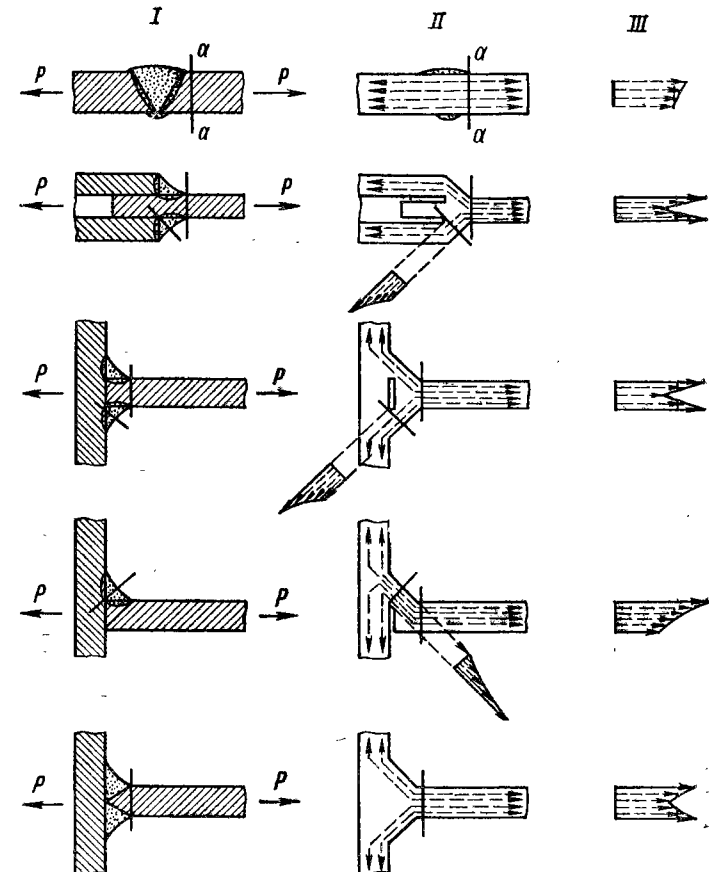


Рис. 1.5.2. Концентрация напряжений у сварных соединений: I — сварные соединения; II — схематическое изображение силовых потоков; III — распределение напряжений по сечению $a-a$ у мест их концентрации

(1.2.8); для ветра рабочего состояния P_{vII} значения (1.2.6) приведены в табл. 1.2.11, а для ветра нерабочего состояния — в табл. 1.2.12; для высоких кранов, имеющих период собственных колебаний низкой частоты более 0,25 с и установленных в IV—VII ветровых районах (ГОСТ 1451—77), учитывается давление ветра на конструкцию в I случае нагрузок (см. п. 1.7), причем расчет от действия пульсации ветровой нагрузки производится независимо от других нагрузок крана, кроме собственных весов металлических конструкций и расположенных на них механизмов и электрооборудования.

Основные положения расчетов на долговечность изложены в п. 1.13. Характер силовых потоков в сварных соединениях определяющий эффективные коэффициенты концентрации на-

1.5.2. Качество сварных соединений

Качество	Характеристика соединений швами		
	стыковыми	лобовыми	фланговыми
Нормальное	Полный провар. Отсутствие кратеров. Контроль физическими методами, например, просвечиванием части длины швов в соответствии с указаниями чертежа или контроль только по наружному осмотру	Необработанные швы с равными катетами при вогнутых швах, а также при прямых швах и отношении большего катета усилия к меньшему не менее двух. Отсутствие кратеров	Равные катеты при прямых или выпуклых швах. Отсутствие кратеров
Пониженное	Отсутствие кратеров. Контроль по наружному осмотру	Необработанные выпуклые швы с равными катетами. Кратеры зачищены	Равные катеты при прямых или выпуклых швах. Кратеры зачищены

Примечание. Технологические дефекты, которые должны удовлетворять требованиям технических условий: несоосность стыкуемых элементов и величины наплывов швов; зачищенные подрезы у стыковых и лобовых швов пониженного качества; пониженное качество в результате особо неблагоприятных условий сварки — пониженной температуры, ветра, потолочной сварки и т. п.

пряжений K (табл. 1.5.1), показан на рис. 1.5.2. Приведенные в табл. 1.5.1 значения K , соответствующие симметричному циклу (рис. 1.3.1, а) и числу циклов $N_6 = 2 \cdot 10^6$, приняты по ряду

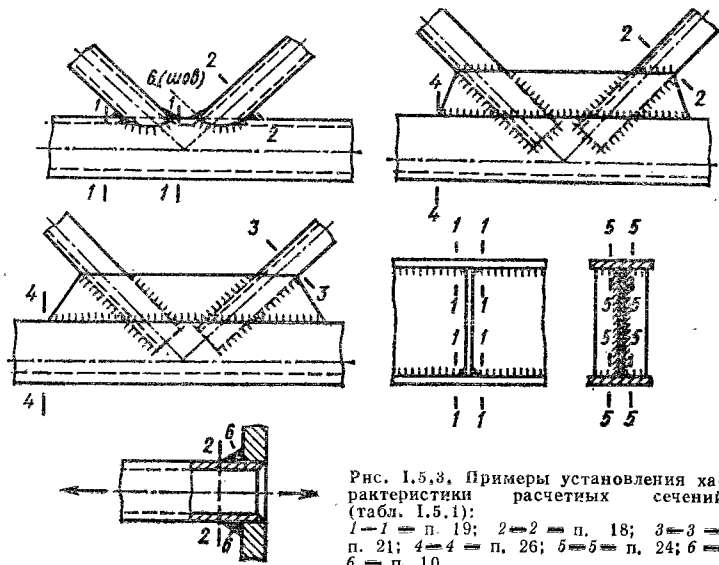


Рис. 1.5.3. Примеры установления характеристики расчетных сечений (табл. 1.5.1): 1—1 — п. 19; 2—2 — п. 18; 3—3 — п. 21; 4—4 — п. 26; 5—5 — п. 24; 6—6 — п. 10

нормальных чисел R 20 с округлением: 1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0. Соединения, для которых $K > 4,0$, признаются недопустимыми. На рис. 1.5.3 даны примеры использования данных табл. 1.5.1 для оценки сопротивления усталости узлов. Экспериментальные данные о пределах выносливости и эффективных коэффициентах концентрации напряжений различных конструкций сварных соединений, в том числе с учетом влияния внешней среды, имеются в работах [О.21, 5, 7, 8, 13, 16, 17].

Для стальных металлических конструкций при пульсаторных испытаниях для установления σ_{RK} число циклов принимают $N_6 = 2 \cdot 10^6$; однако при коэффициентах концентрации $K \geq 2$ значение N_6 возрастает до величины $N_6 = 5 \cdot 10^6$ и предел выносливости уменьшается. Поэтому для случаев, когда $K \geq 2,0$, предел выносливости σ_{RK} определяется по формулам (1.3.3) и (1.3.5) с введением поправочного коэффициента $\sqrt[m]{0,4} \leq 1$, где $m = \text{ctg } \alpha'$ (табл. 1.5.3, 1.5.4) по схематизированной усталостной кривой (рис. 1.5.4) [О.21]. В формулах (1.3.3) и (1.3.5) для малоуглеродистых и низколегированных сталей $\psi = 0,2$, для алюминиевых сплавов $\psi = 0,07$. Для металлических конструкций из алюминиевых сплавов число циклов для установления $\sigma_{RK} N_6 = 5 \cdot 10^6$. Пределы выносливости σ_{RK} приведены в табл. 1.5.5, 1.5.6, пределы выносливости $\sigma_{RKN} = \alpha \sigma_{RK}$, где α см. в табл. 1.5.7.

Для конструкций сварных соединений из малоуглеродистых, низколегированных и высокопрочных сталей, работающих при температуре окружающего воздуха до -60°C , в работе [4] приведены расчетные сопротивления усталости по данным Института электросварки им. Е. О. Патона АН УССР [16].

Перегрузочные напряжения σ_{II} , соответствующие напряжениям σ_{II} от нагрузок II случая, снижают предел выносливости

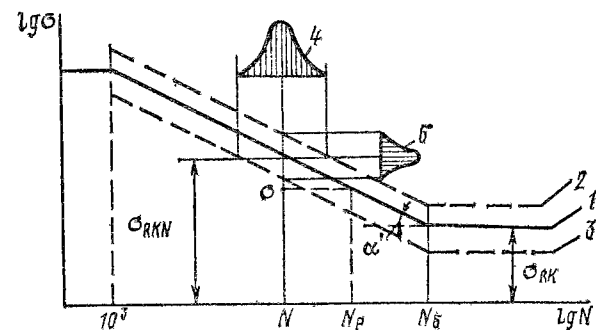


Рис. 1.5.4. Схематизированная усталостная кривая для стальных металлических конструкций:

1 — кривая усталости (средние значения). Зоны, ограничивающие разброс результатов испытаний: 2 — с 5%-ной вероятностью; 3 — с 95,5%-ной вероятностью; 4 — продолжительность службы для $N < N_6$; 5 — распределение напряжений для $N < N_6$ [5]

σ_{RK} (I.3.14) в зависимости от числа циклов z_{II} приложения перегрузочного напряжения.

Для отдельных элементов конструкций коэффициент асимметрии цикла R_σ имеет различные значения. Для нагрузок от веса под-

1.5.3. Показатели степени m кривой усталости для малоуглеродистых (см. табл. I.1.1) и низколегированных (см. табл. I.1.6) сталей

N_0	K	R_σ									
		-1	-0,8	-0,6	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,6	
$2 \cdot 10^6$	1,0	9,2	10,3	11,8	13,7	16,8	—	—	—	—	
	1,2	7,5	8,2	9,2	10,5	12,7	16,5	—	—	—	
	1,4	6,5	7,2	7,9	8,7	10,0	12,7	17,1	—	—	
	1,6	5,9	6,3	6,9	7,7	8,7	10,6	13,8	—	—	
	1,8	5,4	5,8	6,2	6,9	7,9	9,2	11,6	17,3	—	
$5 \cdot 10^6$	2,0	5,6	6,0	6,5	7,1	8,0	9,2	11,5	16,1	—	
	2,2	5,3	5,6	6,1	6,6	7,3	8,5	10,3	14,1	—	
	2,5	4,9	5,2	5,5	6,0	6,7	7,6	9,1	12,0	—	
	2,8	4,6	4,9	5,1	5,6	6,1	6,9	8,1	10,6	17,0	
	3,2	4,3	4,5	4,8	5,1	5,6	6,3	7,3	9,3	14,1	
	3,6	4,0	4,2	4,5	4,8	5,2	5,8	6,7	8,3	12,2	
	4,0	3,9	3,6	4,3	4,5	4,9	5,4	6,2	7,6	10,8	

Примечания. 1. Для циклов со средними напряжениями сжатия для отношения $\sigma_{\max}/\sigma_{\min} = 1/R_\sigma$ значения m в запас по надежности можно принимать, как для циклов со средними напряжениями растяжения при соотношении $\sigma_{\min}/\sigma_{\max} = R_\sigma$. 2. Значения m справедливы для тех сталей, для которых $\sigma_{-1}/\sigma_B = 0,35$ и $\psi = 0,2$. 3. Значения m даны для $\alpha' > 3^\circ$ ($\text{ctg } \alpha' < 19,1$). Для $R_\sigma = -1$ и $K = 1,8 \div 4,0$ значения $\alpha' = 10 \div 14^\circ$.

1.5.4. Показатель степени m кривой усталости для элементов конструкций из алюминиевых сплавов (см. табл. I.1.8)

K	K				K	R			
	-1	-0,5	0	0,5		-1	-0,5	0	0,5
1,0	4,7	5,3	6,4	11,4	3,0	3,1	3,4	3,9	5,2
1,5	4,0	4,4	5,2	7,4					
2,0	3,6	3,9	4,6	6,3					
2,5	3,3	3,7	4,2	5,6					
2,9	3,1	3,1	3,6	4,5					

Примечания. 1. Для циклов со средними напряжениями сжатия для отношения $\sigma_{\max}/\sigma_{\min} = 1/R_\sigma$ значения m в запас по надежности можно принимать, как для циклов со средними напряжениями растяжения при соотношении $\sigma_{\min}/\sigma_{\max} = R_\sigma$. 2. Значения m справедливы для алюминиевых сплавов, для которых $\sigma_{-1}/\sigma_B \approx 0,14$ при $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов.

1.5.5. Пределы выносливости σ_{RK} для элементов конструкций из малоуглеродистых сталей с $\sigma_B = 380$ МПа (см. табл. I.1.1) в зависимости от эффективного коэффициента концентрации напряжения K и коэффициента асимметрии расчетного цикла R_σ (МПа) (по данным РТМ 24.090.53—79)

N_0	K	$1/R_\sigma$						R_σ																		
		0,2	0,4	0,6	0	-0,2	-0,4		-0,6	-0,8	-1															
$2 \cdot 10^6$	1	221,5	190	166	132	117	100	87,5	74,5	64,5	57	221,5	183	166	151	133	111	95	83	74	54,5					
	1,2																									
	1,4																									
	1,6																									
	1,8																									
$5 \cdot 10^6$	2,0	206,5	177	148	127	111	95,5	83	74	61,5	55	49	42,5	37,5	32	28,5	25	183	170,5	151	133	111	95	83	74	54,5
	2,2																									
	2,5																									
	2,8																									
	3,2																									
	3,6																									
	4,0																									

№	K	R _σ								
		-0,8	-0,6	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,6	0,8
2·10 ⁶	1	144,5	158,5	175	195,5	221,5	211,5	211,5	221,5	216
	1,2	121	133	148	166	190				
	1,4	104	114,5	128	144,5	166				
	1,6	91	101	112,5	128	148				
	1,8	81	90	101	114,5	133				
5·10 ⁶	2,0	60,5	68	77,5	90	106,5	122,5	144	173	216
	2,2	54,5	61,5	70	81,5	97	111,5	131	158,5	200
	2,5	47,5	53,5	61	71	85	98	116	141	179
	2,8	42	47	54	63	75,5	87,5	103,5	127	162
	3,2	36	40,5	46,5	54,5	65,5	76	90,5	111,5	143,5
	3,6	31,5	35,5	41	48	58	67,5	80,5	99,5	129
	4,0	28	32	36,5	43	51,5	60,5	72,5	89,5	117

Примечания: 1. Для циклов со средними напряжениями сжатия значения σ_{RK} даны для отношения $\sigma_{\max}/\sigma_{\min} = 1/R_{\sigma}$. 2. Значения σ_{RK} определены для длительного предела выносливости, для которого при $K < 2,0$ $N_{\sigma} = 2 \cdot 10^6$ циклов и при $K \geq 2,0$ $N_{\sigma} = 5 \cdot 10^6$ циклов; ограниченные пределы выносливости $\sigma_{RKN} = \sigma_{RK}$, где α — см. (1.3.9) и табл. 1.5.7. 3. Промежуточные значения σ_{RK} определяются прямойной интерполяцией. 4. Для случаев за пределами ступенчатой черты расчета на сопротивление усталости не производятся так как $\sigma_{RK} \geq \sigma_T$. 5. Для расчетных циклов при $R_{\sigma} > 0$ значения коэффициента асимметрии для установления пределов выносливости приняты равными $R_{\sigma}^{1/4}$ т. е., например, для расчетного цикла $R_{\sigma} = 0,4$ предел выносливости фактически соответствует коэффициенту асимметрии $0,4^{1/4} = 0,285$. 6. Для ступенчатых значений σ_{\max} σ_{\min} для которых при $K = 1$ $\sigma_{-1}/\sigma_B \approx 0,35$ и $\Phi = 0,2$, предел выносливости равен табличным значениям, умноженным на величину $\sigma_B/380$.

1.5.6. Пределы выносливости σ_{RK} для элементов конструкций из низколегированных сталей с $\sigma_B = 520$ МПа (табл. 1.1.6) в зависимости от эффективного коэффициента концентрации напряжений K и коэффициента асимметрии расчетного цикла R_{σ} (МПа) (по данным РТМ 24.090.53—79)

№	K	1/R _σ						R _σ		
		0,6	0,4	0,2	0	-0,2	-0,4		-0,6	-0,8
2·10 ⁶	1,0					-350	-284,5	-239,5	-207	182
	1,2					-284,5	-233,5	-198	-171,5	151,5
	1,4				-303,5	-239,5	-198	-168,5	-147	130
	1,6				-260	-207	-171,5	-147	-128	113,5
	1,8			-303,5	-227,5	-182	-151,5	-130	-113,5	101
5·10 ⁶	2,0			-250	-183	-140,5	-117	-99	-85	75
	2,2			-221	-162,5	-127,5	-104,5	-88,5	-76,5	67,5
	2,5		-338	-187,5	-139	-109,5	-90	-76,5	-66	58
	2,8		-242	-162,5	-121	-96	-79	-67	-58	51,5
	3,2		-203	-137,5	-105	-82	-68	-57,5	-50	44
4,0	3,6	-311	-174	-119	-89,5	-72	-59	-50	-44	38,5
	4,0	-268	-152	-105	-79	-63,5	-52,5	-44,5	-39	34,5

N_6	K	R_0									
		-0,8	-0,6	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,6	0,8	
$2 \cdot 10^6$	1,0	198	216,5	239,5	267,5	303,5	335,5	326,5	335,5	335,5	
	1,2	165,5	182	202	227,5	260	289,5				289,5
	1,4	142	157	175	198	227,5	255				260
$5 \cdot 10^6$	1,6	124,5	138	154	175	202	227,5	236	236	236	
	1,8	111	123	138	157	182	205,5	205,5	205,5	205,5	
	2,0	83	93,5	106,5	123	146	168	196,5	196,5	237	
	2,2	75	84	96	111,5	132,5	152,5	179,5	179,5	217,5	
	2,5	65	73	83,5	97,5	116	134	158,5	158,5	193	
	2,8	57	64,5	74	86	103	119,5	142	142	173,5	
3,2	49,5	55,5	64	74,5	89,5	104	124	124	152,5		
3,6	43	49	56	66	79	92	110	110	136		
4,0	38,5	43,5	50	58,5	70,5	82,5	99	99	122,5		

Примечания: 1.—5.— см. в табл. 1.5.5. 6. Для сталей со значениями $\sigma_B \neq 520$ МПа, для которых при $K = 1$ $\sigma_{-1}/\sigma_B \approx 0,35$ и $\Phi = 0,2$ предел выносливости равен табличным значениям, умноженным на величину $\sigma_B/520$.

1.5.7. Коэффициент $\alpha = \frac{m}{\sqrt{N_6 \Sigma z_i}}$ для элементов конструкций из малоуглеродистых (см. табл. 1.1.1) и низколегированных (см. табл. 1.1.6) сталей (РМ 24.090.53—79)

K	Σz_i																		
	$0,05 \cdot 10^6$					$0,2 \cdot 10^6$					$0,8 \cdot 10^6$					$2 \cdot 10^6$			
	R_0																		
	-1	-0,6	0	0,4	0,8	-1	-0,6	0	0,4	0,8	-1	-0,6	0	0,4	0,8	-1	-0,6	0	0,4
2,0	2,7	2,4	1,9	1,6	1,3	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,2	1,2	1,1	1,1
2,2	2,9	2,5	2,0	1,7	1,3	2,1	1,9	1,6	1,4	1,2	1,5	1,5	1,3	1,2	1,1	1,2	1,2	1,2	1,1
2,5	3,1	2,7	2,1	1,8	1,4	2,2	2,0	1,7	1,5	1,3	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,3	1,2	1,2	1,1
2,8	3,3	2,9	2,3	1,9	1,5	2,3	2,1	1,8	1,6	1,3	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,3	1,2	1,2	1,1
3,2	3,6	3,2	2,4	2,0	1,6	2,4	2,2	1,9	1,7	1,4	1,7	1,6	1,4	1,3	1,2	1,3	1,3	1,2	1,2
3,6	3,8	3,4	2,6	2,2	1,7	2,6	2,3	2,0	1,7	1,4	1,7	1,6	1,5	1,4	1,2	1,3	1,3	1,2	1,2
4,0	4,1	3,6	2,8	2,3	1,8	2,7	2,5	2,0	1,8	1,5	1,8	1,7	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3	1,2	1,2

Примечания: 1. При $K \geq 2,0$ $N_6 = 5 \cdot 10^6$. 2. При $\Sigma z_i > N_6$ $\alpha = 1,0$. 3. При $\Sigma z_i = 2 \cdot 10^6$ и $R_0 = 0,8 \alpha = 1,1$. 4. При $\Sigma z_i = 5 \cdot 10^6$ и $R_0 = -1 \div 0,8$ $\alpha = 1,0$.

нимаемого груза $R_\sigma = 0$, для горизонтальных динамических и метеорологических нагрузок $R_\sigma = -1$. Напряжения от собственного веса условно пересчитываются на напряжения симметричного цикла по формуле (1.3.7), в которую вместо σ_{RiK} подставляются значения предела текучести.

Показанные в табл. 1.5.5 и 1.5.6 виды циклов напряжений соответствуют элементам конструкций, приведенным на рис. 1.3.1, а—ж. На рис. 1.3.1 а — растянутым поясам вертикальных балок и ферм и растянутым раскосам этих ферм; на рис. 1.3.1 б — растянутым элементам, у которых напряжения от постоянной нагрузки пренебрежимо малы по сравнению с напряжениями от временной нагрузки; на рис. 1.3.1, в и д — сжатывтянутым раскосам вертикальных ферм; на рис. 1.3.1, е — горизонтальным фермам, испытывающим нагрузку как в одном, так и в другом направлении, а также раскосам вертикальных ферм, напряжения в которых от постоянной нагрузки пренебрежимо малы по сравнению со знакопеременными напряжениями от временной нагрузки; на рис. 1.3.1, е — сжатым элементам, у которых напряжения от постоянной нагрузки пренебрежимо малы по сравнению с напряжениями от временной нагрузки; на рис. 1.3.1, ж — сжатым поясам вертикальных балок и ферм и сжатым раскосам этих ферм.

Расчетные положения тележек на кранах, вылеты стрел и т. п. при определении σ_{\max} и σ_{\min} (необходимые для вычисления R_σ) следует принимать не для крайних, а для наиболее часто повторяющихся условий работы (см. разд. III, гл. 2—4).

Число циклов напряжений металлической конструкции крана в вертикальной плоскости от подъема груза за период эксплуатации крана

$$Z_b = Lt_n n_{ц} \quad (1.5.1)$$

где L — срок службы в годах (см. табл. 1.3.2); t_k — число часов работы крана в год, в среднем для режима работы 4К, 5К $t_k = 2500$, 6К, 7К — $t_k = 5000$, 8К — $t_k = 7000$ ч/г [0.21]; $n_{ц}$ — число циклов работы крана в час (с учетом возможных повторных подъемов одного и того же груза для точной его установки, если по характеру работы повторные подъемы регулярно имеют место). Число промежуточных подъемов и опусканий может составлять 1,1—1,3 на один цикл работы крана с данным грузом [0.21]. Учет колебаний, возникающих в конструкциях в результате динамического приложения груза, производится лишь в случаях, когда $Z_b \leq N_0$ [0.21].

Число циклов напряжений элементов металлических конструкций, воспринимающих нагрузки от горизонтальных сил инерции, за весь период эксплуатации крана

$$Z_v = Lt_m n_{вк} \quad (1.5.2)$$

где $t_m = t_k \text{ ПВ}/100$; $n_{вк}$ — число включений в час; $n_{вк} = 60 \div 120$ при режиме работы механизма 3М, 4М; $n_{вк} = 120 \div 240$ при режиме 5М, 6М и $n_{вк} = 240 \div 480$ при режиме 6М, при этом принимается, что один цикл напряжений состоит из пуска в ход и торможения [0.21, 0.58, 0.59].

Напряжения в рассчитываемом элементе от всех нагрузок I случая, приведенные к симметричному циклу (1.3.7), изображаются в виде гистограммы (см. рис. 1.3.3). Расчетные эффективные коэффициенты концентрации напряжений K (см. табл. 1.5.1), полученные экспериментально в результате пульсаторных испытаний, касаются только типовых элементов крановых металлических конструкций.

Наряду с изложенным выше традиционным способом определения пределов выносливости элементов металлоконструкций по эффективным коэффициентам концентрации напряжений в краностроении находит применение расчетный метод их оценки [18—21], учитывающий фактические размеры и конструктивно-технологические параметры рассчитываемого элемента.

Расчет пределов выносливости σ_{RK} так же, как и при экспериментальном их определении с помощью пульсаторных образцов, производится на базе $2 \cdot 10^6$ циклов по номинальным нормальным напряжениям растяжения—сжатия σ_i , действующим в элементе перпендикулярно к расчетному сечению. Одновременно учитывается влияние направленных так же местных изгибных напряжений $\sigma_{из i}$, возникающих из-за деформации тонкостенных элементов из своей плоскости, и суммарных остаточных напряжений $\sigma_{oc i}^{\Sigma}$, образующихся в расчетной зоне при изготовлении конструкции. Под расчетной зоной понимается приповерхностный слой металла у концентратора напряжений, механические свойства и напряженное состояние которого обуславливают степень сопротивления усталости элемента конструкции.

Формула для расчета σ_{RK} выбирается в зависимости от знака средних эквивалентных напряжений цикла в расчетной зоне элемента

$$\sigma_{mi}^{\circ} = \frac{[\sigma_{-i} - (1 - \beta_i) \sigma_{oc i}^{\Sigma}] (1 + R_\sigma) K_{mi}}{(1 - R_\sigma) K_{ai} + (1 + R_\sigma) (1 - \beta_i) K_{mi}} + \sigma_{oc i}^{\Sigma} \quad (1.5.3)$$

и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max i}^{\circ}$ в той же зоне, равных при $\sigma_{mi}^{\circ} \geq 0$

$$\sigma_{\max i}^{\circ} = \frac{[\sigma_{-i} - (1 - \beta_i) \sigma_{oc i}^{\Sigma}] [(1 - R_\sigma) K_{ai} + (1 + R_\sigma) K_{mi}]}{(1 - R_\sigma) K_{ai} + (1 + R_\sigma) (1 - \beta_i) K_{mi}} + \sigma_{oc i}^{\Sigma} \quad (1.5.4)$$

а при $\sigma_{mi}^{\circ} \leq 0$

$$\sigma_{\max i}^{\circ} = \frac{[\sigma_{-i} - (1 - \beta_{2i}) \sigma_{oc i}^{\Sigma}] [(1 - R_\sigma) K_{ai} + (1 + R_\sigma) K_{mi}]}{(1 - R_\sigma) K_{ai} + (1 + R_\sigma) (1 - \beta_{2i}) K_{mi}} + \sigma_{oc i}^{\Sigma} \quad (1.5.5)$$

где под эквивалентными напряжениями σ_{mi}° и $\sigma_{\max i}^{\circ}$ понимаются условные напряжения, равномерно распределенные по толщине слоя металла расчетной зоны, которые оказывают такое же повреждающее влияние на металл этой зоны, как истинные неравномерно распределенные в ней суммарные напряжения от внешней нагрузки и остаточные. При $\sigma_{mi}^{\circ} \geq 0$, если $\sigma_{\max i}^{\circ} < \sigma_{Ti}$, то предел выносливости вычисляется по формуле

$$\sigma_{RK} = \frac{2[\sigma_{-1i} - (1 - \beta_i)\sigma_{oc i}^{\Sigma}] \theta_i}{[(1 - R_{\sigma}) K_{a i} + (1 + R_{\sigma})(1 - \beta_i) K_{m i}] \chi_{\sigma}}; \quad (1.5.6)$$

если $\sigma_{\max i}^{\circ} \geq \sigma_{Ti}$, но $\sigma_{\max i}^{\circ} = \xi_{Ti} \sigma_{Ti} < \gamma_{1i} \sigma_{\sigma i}$, то

$$\sigma_{RK} = \frac{2[\sigma_{-1i} - (1 - \beta_i)\xi_{Ti} \sigma_{Ti}] \theta_i}{(1 - R_{\sigma}) K_{a i} \beta_{1i} \chi_{\sigma}}; \quad (1.5.7)$$

если $\sigma_{\max i}^{\circ} = \xi_{Ti} \sigma_{Ti} \geq \gamma_{1i} \sigma_{\sigma i}$, но $\sigma_{\max i}^{\circ} = \xi_{Ti} \sigma_{Ti} \leq \sigma_{\sigma i}$, то

$$\sigma_{RK} = \frac{2[\beta_{1i} \sigma_{-1i} - \gamma_{1i} \sigma_{\sigma i} (\beta_{1i} - \beta_i) - \beta_i \xi_{Ti} \sigma_{Ti} (1 - \beta_{1i})] \theta_i}{(1 - R_{\sigma}) K_{a i} \beta_{1i} \chi_{\sigma}}; \quad (1.5.8)$$

если $\sigma_{\max i}^{\circ} = \xi_{Ti} \sigma_{Ti} \geq \gamma_{1i} \sigma_{\sigma i}$, но $\sigma_{\max i}^{\circ} = \xi_{Ti} \sigma_{Ti} > \sigma_{\sigma i}$, то элемент разрушится, не выдержав базового числа циклов нагружения, т. е.

$$\sigma_{RK} = 0. \quad (1.5.9)$$

При $\sigma_{mi}^{\circ} \leq 0$, если $\sigma_{\max i}^{\circ} > -\sigma_{Ti}/R_{Ti} > 0$, то

$$\sigma_{RK} = \frac{2[\sigma_{-1i} - (1 - \beta_{2i})\sigma_{oc i}^{\Sigma}] \theta_i}{[(1/R_{\sigma} - 1) K_{a i} + (1/R_{\sigma} + 1)(1 - \beta_{2i}) K_{m i}] \chi_{\sigma}}; \quad (1.5.10)$$

если $0 \leq \sigma_{\max i}^{\circ} \leq -\sigma_{Ti}/R_{Ti}$, то

$$\sigma_{RK} = \frac{2\sigma_{Ti} [0,5(1/R_{Ti} + 1)\beta_{3i} + (1 - \beta_{3i})\xi_{T\sigma i} - 1/R_{Ti}] \theta_i}{(1/R_{\sigma} - 1)(2 - \beta_{3i}) K_{a i} \chi_{\sigma}}; \quad (1.5.11)$$

если $\sigma_{\max i}^{\circ} \leq 0$, то от усталости элемент не разрушится, т. е.

$$\sigma_{RK} = -\infty. \quad (1.5.12)$$

В формулах (1.5.6)—(1.5.12) коэффициент θ_i учитывает возможное различие значений номинальных напряжений растяжения—сжатия в номинальном (без подрезов, непроваров, наплавленного металла шва) и расчетном сечении элемента, $\theta_i = F_i \sigma / F_0 \sigma_i$, где F_i и F_0 — площади расчетного и номинального сечений элемента конструкции; σ и σ_i — номинальные напряжения растяжения—сжатия в номинальном сечении элемента и соответствующие им усредненные напряжения на рассчитываемом участке расчетного сечения; $\sigma_i \neq \sigma$, если напряжения растяжения—сжатия распределены весьма неравномерно, например, как у концов гофров [22]. Коэффициенты ξ_{Ti} и $\xi_{T\sigma i}$ учитывают относительное изменение предела текучести σ_{Ti} металла расчетной

зоны из-за локальной пластической деформации растяжения при $\sigma_{\max i}^{\circ} \geq \sigma_{Ti}$ или сжатия при $\sigma_{\max i}^{\circ} < -\sigma_{Ti}/R_{Ti}$, которая происходит в начале циклического нагружения. Здесь R_{Ti} — коэффициент асимметрии цикла напряжений растяжения—сжатия, при котором $\sigma_{\min i}^{\circ} = -\sigma_{Ti}$. Значения коэффициентов ξ_{Ti} и $\xi_{T\sigma i}$ принимаются приближенно равными 1 или рассчитываются согласно работе [18].

В выражениях (1.5.3)—(1.5.12) приняты следующие обозначения: σ_{-1i}° — предел выносливости металла i -й расчетной зоны, имеющего временное сопротивление $\sigma_{\sigma i}$ и предел текучести σ_{Ti} , при отсутствии геометрического концентратора напряжений,

$$\sigma_{-1i} = v_i \bar{\sigma}_{-1}; \quad \sigma_{\sigma i} = v_i \bar{\sigma}_{\sigma}; \quad \sigma_{Ti} = \xi_i \bar{\sigma}_T. \quad (1.5.13), (1.5.14), (1.5.15)$$

Здесь v_i и ξ_i — коэффициенты относительного изменения временного сопротивления и предела текучести металла в расчетной зоне при изготовлении конструкции, принимаемые для низколегированных сталей соответственно при ручной, автоматической и полуавтоматической в среде CO_2 сварке $v_i = 1,2; 1,1; 1,3$, $\xi_i = 1,3; 1,2; 1,4$, а для малоуглеродистых сталей независимо от вида сварки $v_i = 1,05$, $\xi_i = 1,2$; $\bar{\sigma}_{-1}$ — среднее значение предела выносливости основного металла с прокатной поверхностью:

$$\bar{\sigma}_{-1} = 0,35 \bar{\sigma}_{\sigma}; \quad (1.5.16)$$

$\bar{\sigma}_{\sigma}$ и $\bar{\sigma}_T$ — средние значения временного сопротивления и предела текучести основного металла, которые выражаются через нормативные величины σ_{σ} и σ_T как

$$\bar{\sigma}_{\sigma} = \chi_{\sigma} \sigma_{\sigma}; \quad \bar{\sigma}_T = \chi_T \sigma_T, \quad (1.5.17), (1.5.18)$$

где χ_{σ} и χ_T — коэффициенты, принимаемые в среднем для малоуглеродистых сталей $\chi_{\sigma} = \chi_T = 1,15$, а для низколегированных — $\chi_{\sigma} = \chi_T = 1,10$; β_i , β_{1i} , β_{2i} и β_{3i} — характеристики чувствительности металла расчетной зоны к асимметрии цикла напряжений растяжения—сжатия, определяемые по формулам:

$$\beta_i = (0,75\sigma_{-1i} + 19)/(\sigma_{-1i} + 10) = 1 - \psi_{\sigma} \approx 0,8; \quad (1.5.19)$$

$$\beta_{1i} = \beta_i \sigma_{\sigma i} (1 - \gamma_{1i}) / [\sigma_{-1i} - \sigma_{\sigma i} (\gamma_{1i} - \beta_i)] \approx 0,35; \quad (1.5.20)$$

$$\beta_{2i} = 2(\sigma_{-1i} + \sigma_{Ti}/R_{Ti}) / [\sigma_{Ti} (1 + 1/R_{Ti})] \approx \beta_i; \quad (1.5.21)$$

$$\beta_{3i} = (\sigma_{\sigma i} - \sigma_{Ti}/R_{Ti}) / [\sigma_{\sigma i} - 0,5\sigma_{Ti} (1 + 1/R_{Ti})] \approx 1,5; \quad (1.5.22)$$

где

$$\gamma_{1i} = 0,78 + 1,7 \cdot 10^{-4} \sigma_{\sigma i} \approx 0,9; \quad (1.5.23)$$

$$R_{Ti} = \sigma_{Ti} (2 - \beta_{2i}) / (\beta_{2i} \sigma_{Ti} - 2\sigma_{-1i}); \quad (1.5.24)$$

$\sigma_{oc i}^{\Sigma}$ — суммарные остаточные напряжения, действующие в расчетной зоне элемента до начала циклического нагружения. Для околошовных зон натуральных элементов металлоконструкций принимается в запас $\sigma_{oc i}^{\Sigma} = \bar{\sigma}_T$, а для элементов, соответствующих типовым пульсаторным образцам сечением $\delta_0 \times b_0 = (6 \times 80) \div (12 \times 40)$ мм, $\sigma_{oc i}^{\Sigma} = 0,3 \bar{\sigma}_T$ для стыковых и $\sigma_{oc i}^{\Sigma} = 0,5 \sigma_T$

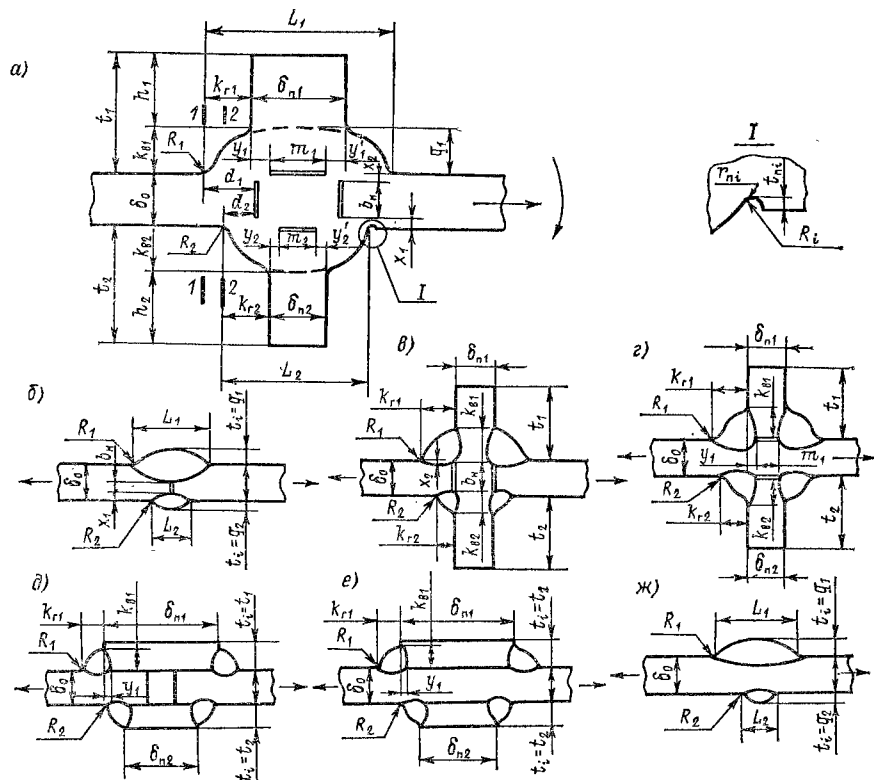


Рис. 1.5.5. Обобщенная расчетная схема сварного соединения (а), объединяющая ряд типовых сварных соединений: б — стыковое (при $h_1 = h_2 = \delta_{п1} = \delta_{п2} = m_1 = m_2 = 0$) двустороннее симметричное или одностороннее без подварки корня (при $k_{в2} = L_2 = 0$ или с подваркой корня шва, с полным проваром ($b_{п} = 0$) или с непроваром; в — таврово-крестовое (при $m_1 = m_2 = 0, \delta_{п1} = \delta_{п2}$) двустороннее симметричное или несимметричное, с полным проваром ($b_{п} = 0$) или с непроваром ($d_i = k_{п i}$) корня шва; г — соединение пластины (при $b_{п} = 0$) с одним или двумя поперечными ребрами симметричное (при $h_1 = h_2, k_{в1} = k_{в2}, k_{п1} = k_{п2}, \delta_{п1} = \delta_{п2}, R_1 = R_2$) или несимметричное, с полным проваром ($m_1 = m_2 = 0$) или с непроваром корня шва, с односторонней ($y_2 = 0$) или двусторонней приваркой ребра; д — нахлесточное (при $\delta_{п i} \gg t_i$ и $b_{п} = \delta_0$) с различными соотношениями длины и толщины планок; е — присоединение накладных планок лобовыми швами (при $\delta_{п i} \gg t_i$ и $b_{п} = 0$); ж — пластина с наплавленным поперечным валиком (при $h_1 = h_2 = \delta_{п1} = \delta_{п2} = m_1 = m_2, b_{п} = 0$) односторонним или двусторонним; δ_0 — номинальная толщина рассчитываемого элемента

для угловых швов, расположенных поперек силового потока, и $\sigma_{ос i} = 0,7\sigma_T$ для продольных швов; K_{mi} и K_{ai} — коэффициенты влияния средней и амплитудной составляющих цикла суммарных напряжений растяжения—сжатия и местного изгиба в расчетной зоне от внешней нагрузки;

$$K_{mi} = \alpha_i \Phi_{mi} + \alpha_i^{из} \Phi_{mi}^{из \Sigma} c_i; \quad (1.5.25)$$

$$K_{ai} = \alpha_i \Phi_{ai} + \alpha_i^{из} \Phi_{ai}^{из \Sigma} c_i; \quad (1.5.26)$$

где α_i и $\alpha_i^{из}$ — теоретические коэффициенты концентрации напряжений в расчетной зоне при растяжении (сжатии) и местном изгибе; $\Phi_{mi}, \Phi_{mi}^{из \Sigma}, \Phi_{ai}$ и $\Phi_{ai}^{из \Sigma}$ — коэффициенты эквивалентности по влиянию на усталость неравномерно и равномерно распределенных в расчетной зоне средних и амплитудных напряжений цикла от растяжения—сжатия и местного изгиба; c_i — коэффициент местного изгиба элемента в i -й расчетной зоне,

$$c_i = \sigma_i^{из} / \sigma_i. \quad (1.5.27)$$

В связи с непостоянством формы шва по его длине величины, входящие в формулы (1.5.25) и (1.5.26), определяются по эквивалентным с позиции влияния на усталость соединения расчетным размерам швов в соответствии с приведенными ниже рекомендациями.

В типовых сварных соединениях, нагружаемых подобно пульсаторным образцам через продольные элементы (рис. 1.5.5), коэффициенты α_i для околошовных зон в сечениях 1—1 ($i = 1$) и 2—2 ($i = 2$) рассчитываются по формуле

$$\alpha_i = [1 + (\alpha_{ос i} - 1) n_{\phi i} n_{\delta i} + (\alpha_{п i} - 1) n_{п i} n_{\delta i}]. \quad (1.5.28)$$

Здесь $\alpha_{ос i}$ — коэффициент концентрации напряжений в полуплоскости с уступом при растяжении:

$$\alpha_{ос i} = 1 + \sqrt{t_{\phi i} / R_i}. \quad (1.5.29)$$

Здесь $t_{\phi i}$ — высота уступа, эквивалентная по влиянию на концентрацию напряжений высоте t_i (рис. 1.5.5) в сварном соединении:

$$t_{\phi i} = n_{\phi i} t_{p i}, \quad (1.5.30)$$

где $n_{\phi i}$ — коэффициент эквивалентности,

$$n_{\phi i} = 1 / (1 + 5,5 t_{p i} / L_i)^2, \quad (1.5.31)$$

где $t_{p i}$ — расчетная высота выступающей над поверхностью продольного элемента толщиной δ_0 части соединения (см. рис. 1.5.5); при $t_i \leq 0,4 L_i$ $t_{p i} = t_i$, а при $t_i \geq 0,4 L_i$ $t_{p i} = 0,4 L_i$, причем для нахлесточных соединений

$$L_i = 2(k_{r i} + t_{p i}), \quad (1.5.32)$$

а для остальных соединений двусторонними швами

$$L_i = 2k_{r i} + \delta_{п i}; \quad (1.5.33)$$

при односторонней приварке поперечного ребра

$$L_i = k_{r i} + \delta_{п i} - m_i. \quad (1.5.34)$$

Величина m_i определяется по формулам (1.5.49) и (1.5.50).

В соединениях с различной толщиной продольных элементов расчетное значение $t_{p i}$ для тонкого элемента увеличивается, а для

толстого — уменьшается на величину Δt_{pi} , равную возвышению поверхности толстого элемента над тонким. Расчетные значения геометрических параметров швов определяются по ГОСТ 8713—79, ГОСТ 14771—76*, ГОСТ 5264—80 или по проектным размерам с использованием следующих эмпирических зависимостей. Для соединений, выполненных без разделки кромок,

$$k_{ri} = 1,3k_r; \quad k_{vi} = 0,9k_v, \quad (1.5.35), (1.5.36)$$

где k_{ri} — расчетное значение горизонтального или наклоненного под углом $0—30^\circ$ к горизонту во время сварки катета шва, примыкающего к продольному или поперечному элементу соединения; k_r — нормативное или проектное значение того же катета; k_{vi} и k_v — соответствующие значения вертикального катета шва.

В тавровых соединениях с односторонней разделкой кромки катеты, примыкающие к вертикальной стенке и поясу, соответственно равны

$$k_{ci} = k_c + 1 \text{ мм}; \quad k_{pi} = 1,4k_{pi}. \quad (1.5.37), (1.5.38)$$

Высота выпуклости в угловых швах

$$s_i = \pm 0,15k_{\min}, \quad (1.5.39)$$

где k_{\min} — меньшее из двух проектировочных значений катетов k_r и k_v (знак минус относится к швам, выполненным автоматической сваркой «в лодочку»). Расчетные радиусы для угловых швов, выполненных полуавтоматической и ручной сваркой, при $\delta_0 \leq 12$ мм равны $R_i = 0,4$ мм, а автоматической — $R_i = 0,5$ мм. При $\delta_0 > 12$ мм расчетные радиусы увеличиваются на $0,1$ мм.

В стыковых соединениях расчетная ширина валика шва

$$L_i = 0,01L^{2,5} + 9 \text{ мм}, \quad (1.5.40)$$

где L — нормативное или проектное значение ширины валика шва. Высота валика шва для автоматической сварки

$$q_i = q, \quad (1.5.41)$$

а для ручной и полуавтоматической сварки

$$q_i = q + \Delta q, \quad (1.5.42)$$

где q — нормативное или проектное значение высоты валика шва; Δq — нормативное значение плюсового допуска на величину q .

Расчетное значение радиуса для стыковых швов равно

$$R_i = 0,065L_i/q_i, \quad (1.5.43)$$

где для швов, выполненных автоматической сваркой, и соединений типа С7-УП и С25-УП (ГОСТ 14771—76*) $q_i = q$, а для соединений типа С21-УП $q_i = q + \Delta q$; для подварочных швов $q_i = q_{1i} = 0,55(q + \Delta q)$; для соединений, выполненных ручной сваркой при $\delta_0 \leq 12$ мм $R_i = 0,4$ мм, а при $\delta_0 > 12$ мм $R_i = 0,5$ мм.

Коэффициент формы сварного соединения для соединений угловыми швами (см рис. 1.5.5) определяется как

$$n_{\phi i} = (k_{vi}L_{pi} + 4s_i k_{ri}) / (L_{pi} \sqrt{L_{pi}^2 + 16s_i^2}) \quad (1.5.44)$$

(при вогнутом шве s_i принимается со знаком минус), где

$$L_{pi} = \sqrt{k_{vi}^2 + k_{ri}^2}, \quad (1.5.45)$$

а для остальных соединений

$$n_{\phi i} = 4q_i / \sqrt{L_i^2 + 16q_i^2}. \quad (1.5.46)$$

При различной толщине продольных элементов расчетная высота валика шва q_i в формуле (1.5.46), назначаемая по более толстому элементу, увеличивается для тонкого элемента на величину Δt_{pi} , а для толстого элемента уменьшается на величину Δt_{pi} .

Коэффициент влияния непровара (см. рис. 1.5.5)

$$n_{ni} = \left[\frac{(1/d_i + 1)(\delta_0 + k_{v1}n_{\phi 1} + k_{v2}n_{\phi 2}) - b_n \gamma_n}{(1/d_i + 1)(\delta_0 + k_{v1}n_{\phi 1} + k_{v2}n_{\phi 2} - b_n \gamma_n)} \right]^2, \quad (1.5.47)$$

где $d_i = k_{ri}$ для тавровых соединений, а для нахлесточных — $d_i = k_{ri} + y_i$ (y_i — величина проплавления корня шва, принимаемая при ручной сварке $1,5$ мм, а при полуавтоматической и автоматической — 3 мм); γ_n — коэффициент распределения напряжений в сечении с непроваром, равный для закрытых непроваров $0,5$, для открытых — $0,25$, для нахлесточных соединений — 1 . Ширина непроваров в тавровых соединениях без разделки кромок равна (см. рис. 1.5.5)

$$b_n = \delta_0 - x_1 - x_2, \quad (1.5.48)$$

а в аналогичных соединениях пластины с поперечными ребрами

$$m_i = \delta_{pi} - y_1 - y_1'. \quad (1.5.49)$$

Здесь при двусторонней сварке $x_1 = x_2 = y_1 = y_1' = y_i$, а при односторонней — $x_2 = y_2 = 0$. В соединениях с разделкой кромок

$$b_n = m_i = c_{np} + \Delta c_{np}, \quad (1.5.50)$$

где c_{np} и Δc_{np} — размеры притупления торца стенки тавра или ребра и плюсового допуска на величину притупления по ГОСТ 8713—79, ГОСТ 14771—76*, ГОСТ 5264—80 или по проектным размерам.

Коэффициент концентрации напряжений от подреза в расчетной зоне (см. рис. 1.5.5)

$$\alpha_{pi} = 1 + \sqrt{t_{pi}/r_{pi}}. \quad (1.5.51)$$

Коэффициент относительного ослабления расчетного сечения подрезом

$$n_{pi} = \delta_{oi} / \delta_{nti}, \quad (1.5.52)$$

где $\delta_{\partial i}$ — эквивалентная толщина элемента в сечении с i -й расчетной зоной,

$$\delta_{\partial i} = \delta_0 + \Delta t_i n_{\partial i}; \quad (1.5.53)$$

для соединений с угловыми швами (см. рис. 1.5.5)

$$\Delta t_i = k_{\text{в1}} (1 - k_{r i} / k_{r1}), \quad (1.5.54)$$

а для стыковых швов

$$\Delta t_i = q_1 (1 - L_i / L_1). \quad (1.5.55)$$

Толщину нетто элемента в i -м расчетном сечении принимают при $k_{r1} > k_{r2}$ и $L_1 > L_2$

$$\delta_{\text{нт } i} = \delta_{\partial i} - t_{\text{п } i}, \quad (1.5.56)$$

а при $k_{r1} = k_{r2}$ и $L_1 = L_2$ —

$$\delta_{\text{нт } i} = \delta_0 - t_{\text{п1}} - t_{\text{п2}}. \quad (1.5.57)$$

При наличии подрезов их расчетная глубина $t_{\text{п } i}$ определяется [18] как усредненная по длине шва, а радиус острия подреза $r_{\text{п } i} \approx R_i$.

Коэффициент влияния толщины элемента металлоконструкции

$$n_{\delta i} = \delta_{\partial i} / (1 + 0,8\delta_{\partial i}). \quad (1.5.58)$$

При местном изгибе соединений, соответствующих обобщенной расчетной схеме (см. рис. 1.5.5), коэффициенты $\alpha_i^{\text{н3}}$ для околошовных зон продольных элементов рассчитываются по формуле

$$\alpha_i^{\text{н3}} = [1 + (\alpha_{\text{пс } i}^{\text{н3}} - 1) n_{\text{ф } i} n_{\text{н } i} + (\alpha_{\text{п } i}^{\text{н3}} - 1)] n_{\text{п } i}^{\text{н3}} n_{\delta i}. \quad (1.5.59)$$

Здесь величины $\alpha_{\text{пс } i}^{\text{н3}}$, $\alpha_{\text{п } i}^{\text{н3}}$ и $n_{\text{п } i}^{\text{н3}}$ имеют тот же смысл, что и в формуле (1.5.28), но относятся к изгибу и определяются:

$$\alpha_{\text{пс } i}^{\text{н3}} = \alpha_{\text{пс } i} (2,5t_{\partial i} / \delta_{\partial i} + 1) / (3,5t_{\partial i} / \delta_{\partial i} + 1); \quad (1.5.60)$$

$$\alpha_{\text{п } i}^{\text{н3}} = \alpha_{\text{п } i} (2,5t_{\text{п } i} / \delta_{\text{нт } i} + 1) / (3,5t_{\text{п } i} / \delta_{\text{нт } i} + 1); \quad (1.5.61)$$

$$n_{\text{п } i}^{\text{н3}} = n_{\text{п } i}^2. \quad (1.5.62)$$

Для соединений, не соответствующих обобщенной расчетной схеме, коэффициенты α_i и $\alpha_i^{\text{н3}}$ по рекомендованным выше размерам швов могут определяться экспериментальными или расчетными методами. Так, в стенках тавровых сварных соединений, испытывающих местное воздействие нагрузки (например, в соединениях стенки с верхним поясом в балках с рельсом над стенкой, диафрагмы с верхним поясом в балках с рельсом посередине, стенки с поясом в надкосовых частях балок и рам тележек и т. п.), коэффициенты концентрации могут рассчитываться согласно работе [18].

Коэффициенты эквивалентности средних напряжений цикла φ_{mi} и $\varphi_{mi}^{\text{н3 } \Sigma}$ в выражении (1.5.25) определяются по формулам:

$$\varphi_{mi} = [\sigma_{-1i} - (1 - \beta_i) \sigma_{\text{с } i}^{\Sigma}] / (\alpha_i \sigma_{-1}) \approx 1 / \alpha_i; \quad (1.5.63)$$

$$\varphi_{mi}^{\text{н3 } \Sigma} = [\sigma_{-1i} - (1 - \beta_i) \sigma_{\text{с } i}^{\Sigma}] / (\alpha_i^{\text{н3}} \sigma_{-1}) \approx 1 / \alpha_i^{\text{н3}}, \quad (1.5.64)$$

а коэффициенты эквивалентности амплитудных напряжений цикла $\varphi_{\partial i}$ и $\varphi_{\partial i}^{\text{н3 } \Sigma}$ — по формулам:

$$\varphi_{\partial i} = \sigma_{-1i} (L_i^{\Sigma} / \bar{G}_i)^{0,23} / [288 + 0,7\sigma_{-1i} (L_i^{\Sigma} / \bar{G}_i)^{0,23}]; \quad (1.5.65)$$

$$\varphi_{\partial i}^{\text{н3 } \Sigma} = \sigma_{-1i} (L_i^{\Sigma \text{ н3}} / \bar{G}_i^{\text{н3}})^{0,23} / [288 + 0,7\sigma_{-1i} (L_i^{\Sigma \text{ н3}} / \bar{G}_i^{\text{н3}})^{0,23}]. \quad (1.5.66)$$

Здесь L_i^{Σ} и $L_i^{\Sigma \text{ н3}}$ — длины расчетной зоны при растяжении — сжатии и местном изгибе соответственно, равные:

$$L_i^{\Sigma} = b_0 j_i f_i; \quad L_i^{\Sigma \text{ н3}} = b_0 j_i^{\text{н3}} f_i^{\text{н3}}, \quad (1.5.67), (1.5.68)$$

где b_0 — ширина сварного соединения с поперечным по отношению к силовому потоку расположением швов или его часть, в пределах которой вводимые в расчет на прочность номинальные напряжения растяжения — сжатия в расчетном сечении снижаются не более чем на 5 %; наибольшее вводимое в расчет значение размера $b_0 = 200$ мм; для соединений с продольными швами b_0 — ширина продольного шва; j_i и $j_i^{\text{н3}}$ — число равноценных расчетных зон в сварном соединении, для которых существует равная вероятность образования фронтальной усталостной трещины при действии напряжений растяжения — сжатия и местного изгиба соответственно, определяемое согласно рис. 1.5.6; f_i и $f_i^{\text{н3}}$ — коэффициенты однородности условий работы металла расчетной зоны по длине сварного шва, для поперечных швов $f_i = 0,5$, а для продольных — $f_i = 0,8$; в том и другом случаях $f_i^{\text{н3}} = 0,5f_i$; \bar{G}_i и $\bar{G}_i^{\text{н3}}$ — расчетные значения относительных градиентов напряжений растяжения (сжатия) и местного изгиба, определяемые по формулам:

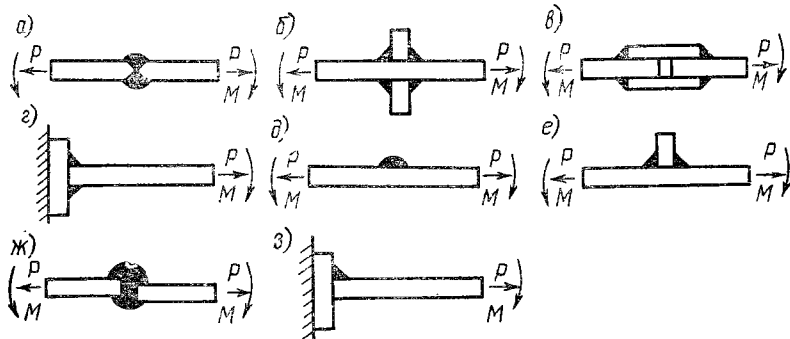
$$\bar{G}_i = \frac{\alpha_i - 1}{\alpha_i R_i} \frac{0,5\delta_{\partial i} \sqrt[3]{n_{\text{ф } i}}}{0,5\delta_{\partial i} - R_i \ln(1 + 0,5\delta_{\partial i} / R_i)}; \quad (1.5.69)$$

$$\bar{G}_i^{\text{н3}} = \frac{1}{\alpha_i^{\text{н3}}} \left\{ \frac{0,5\delta_{\partial i} (\alpha_i^{\text{н3}} - 1) \sqrt[3]{n_{\text{ф } i}}}{R_i [0,5\delta_{\partial i} - R_i \ln(1 + 0,5\delta_{\partial i} / R_i)]} + \frac{1 + (\alpha_i^{\text{н3}} - 1) \sqrt[3]{n_{\text{ф } i}}}{0,5\delta_{\partial i}} \right\}. \quad (1.5.70)$$

Коэффициенты местного изгиба в выражениях (1.5.25) и (1.5.26) для расчетных сечений конструктивных элементов определяются по формуле

$$c_i = c_i^{\text{ac}} + c_i^{\text{nc}} + c_i^{\text{np}} + c_i^{\text{oc}}, \quad (1.5.71)$$

где c_i^{ac} , c_i^{nc} , c_i^{np} и c_i^{oc} — коэффициенты местного изгиба, появляющегося из-за асимметричной формы швов (рис. 1.5.7, а), несоосности соединяемых деталей (рис. 1.5.7, б), сварочных деформа-



Вид нагрузки	R_σ	Тип соединения							
		а	б	в	г	д	е	ж	з
		Количество равноценных расчетных зон j_i							
$P-C^*$	Любой	4	4	4	2	2	2	2	1
Дополнительный изгиб	$R = -1$	2	2	2	1	2	2	2	1
	$R \neq -1$	2	2	2	1	2	2	1	1

* $P-C$ — растяжение — сжатие

Рис. 1.5.6. Схемы сварных соединений и количество равноценных расчетных зон в них при различных условиях нагружения: а — стыковое; б — крестовое; в — нахлесточное; г — тавровое; д — односторонний валик; е — с односторонним ребром; ж — стыковое со смещением кромок; з — одностороннее тавровое

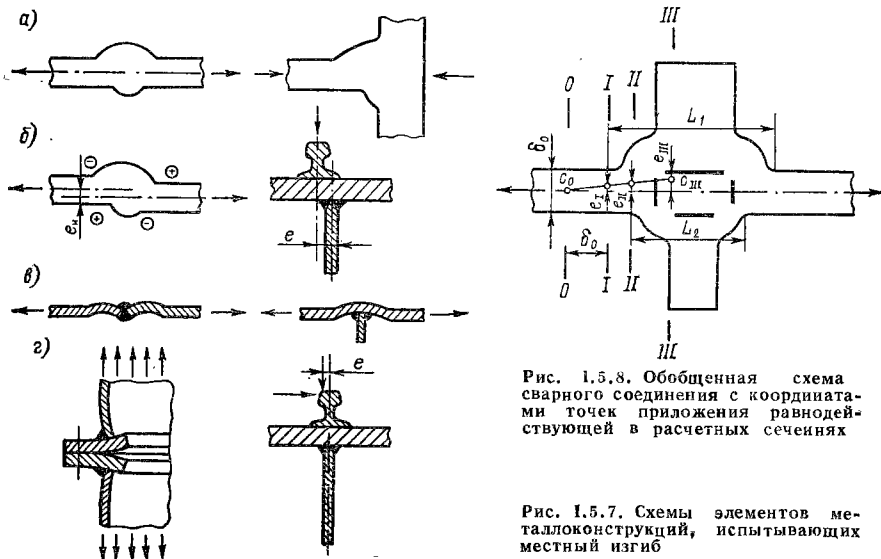


Рис. 1.5.8. Обобщенная схема сварного соединения с координатами точек приложения равнодействующей в расчетных сечениях

Рис. 1.5.7. Схемы элементов металлоконструкций, испытывающих местный изгиб

ций листов из своей плоскости (рис. 1.5.7, в) и особенностей работы некоторых узлов металлоконструкций (рис. 1.5.7, г) соответственно.

Для типовых соединений, соответствующих обобщенной расчетной схеме, принимается, как для пульсаторных образцов, $c_i = \pm 0,2$ (знак плюс относится к тем расчетным зонам, где местные изгибные напряжения совпадают по знаку с напряжениями растяжения—сжатия) или выполняется дифференцированный расчет отдельных составляющих коэффициента c_i . При этом c_i^{ac} определяется по формуле

$$c_i^{ac} = (-1)^i 6e_i/\delta_{\Sigma i}. \quad (1.5.72)$$

Здесь i — номер расчетной зоны в соответствующем сечении по рис. 1.5.5; e_i — эксцентриситет передачи усилия из-за асимметричной формы соединения, равный для сечений I—I, II—II и III—III (рис. 1.5.8):

$$e_I = e_{III} \delta_0/(\delta_0 + 0,5L_1); \quad (1.5.73)$$

$$e_{II} = e_{III} (\delta_0 + 0,5L_1 - 0,5L_2)/(\delta_0 + 0,5L_1); \quad (1.5.74)$$

$$e_{III} = \frac{t_{\Sigma 1}^2 + \delta_0 t_{\Sigma 1} - t_{\Sigma 2}^2 - \delta_0 t_{\Sigma 2} + \delta_0 b_H \gamma_H - b_H^2 \gamma_H^2 - 2b_H \gamma_H x_1}{2(\delta_0 + t_{\Sigma 1} + t_{\Sigma 2} - b_H \gamma_H)}. \quad (1.5.75)$$

Коэффициент c_i^{nc} при отсутствии ребер жесткости или других закреплений, препятствующих местному изгибу элемента, определяется по формуле

$$c_i^{nc} = \pm 3e_{ni}/\delta_{\Sigma i}, \quad (1.5.76)$$

где e_{ni} — несоосность соединяемых деталей, ограниченная согласно нормативным требованиям значением $0,1\delta_0$; знаки плюс или минус для различных расчетных зон принимаются согласно рис. 1.5.7, б. Наличие закреплений приводит к уменьшению величины c_i^{nc} .

Коэффициент c_i^{np} для панелей, имеющих после изготовления конструкции стрелку изгиба не более предусмотренной нормами величины $0,005a$ (a — длина панели), принимается приближенно равным $0,1-0,2$ или рассчитывается на базе теории упругости с учетом фактической стрелки прогиба и условий опирания пластины. Для соединений, соответствующих обобщенной расчетной схеме, $c_i^{oc} = 0$. Для тавровых соединений, испытывающих местное воздействие нагрузки, коэффициент местного изгиба c_i определяется согласно работе [18].

Зависимости (1.5.13)—(1.5.24) и (1.5.28)—(1.5.76) могут быть использованы для расчета $\sigma_{R,\sigma K}$ в случае, когда коэффициенты местного изгиба при растяжении c_{pi} и при сжатии c_{ci} не равны между собой [20], и для определения $\sigma_{R,\sigma K}^{us}$ [21] для элементов, рассчитываемых на сопротивление усталости от действия местных изгибных напряжений (например, при расчете поясов балок на местное воздействие давлений ходовых колес, вызывающее обра-

зование продольных усталостных трещин). На базе изложенного метода расчетным путем может быть выполнена и вероятностная оценка пределов выносливости элементов металлоконструкций по функциям распределения их конструктивно-технологических характеристик [23].

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений [18] рассчитываются по формуле

$$K = \bar{\sigma}_{-1} / \bar{\sigma}_{-1K}, \quad (1.5.77)$$

где $\bar{\sigma}_{-1K}$ — предел выносливости конструктивного элемента, определяемый по формулам (1.5.6), (1.5.7) или (1.5.10) при $R_\sigma = -1$.

При использовании в расчетах на сопротивление усталости значений $\sigma_{R_\sigma K}$ и K , полученных согласно приведенному методу [18, 20] по фактическим размерам и конструктивно-технологическим параметрам рассчитываемого элемента, коэффициент запаса n может быть снижен на 0,1.

1.20. Расчет по методу предельных состояний

В соответствии с общими положениями (см. п. 1.19) расчеты по методу предельных состояний производятся для I и II случаев нагрузок при сочетаниях а и б.

Для металлических конструкций кранов должны удовлетворяться два предельных состояния: 1) по потере несущей способности элементов конструкций, по прочности или потере устойчивости при наибольших нагрузках (II и III случаи нагружения) или многократных (различной величины) нагрузках — I случая нагружения за расчетный срок службы крана; 2) по непригодности к нормальной эксплуатации вследствие недопустимых упругих деформаций или колебаний, которые влияют на работу крана и обслуживающего персонала (см. п. 1.15).

Расчетное усилие в элементе конструкции N в соответствии с расчетными сочетаниями номинальных нагрузок P_{ni} (табл. 1.5.8)

$$N = \sum \alpha_i P_{ni} n_i, \quad (1.5.78)$$

а расчетный изгибающий момент

$$M = \sum M_i n_i, \quad (1.5.79)$$

где α_i — усилие в элементе при $P_{ni} = 1$; M_i — изгибающий момент от номинальной нагрузки P_{ni} ; n_i — коэффициент перегрузки, соответствующий нагрузке P_{ni} .

Коэффициенты перегрузки $n > 1$. В случае, если опасным является не превышение, а уменьшение действительной нагрузки по сравнению с нормативной (например, нагрузка на консоли балки, разгружающая пролетное строение при расчетном сечении в пролете), коэффициент перегрузки для такой нагрузки $n' = 1/n \leq 1$.

1.5.8. Расчетные нагрузки металлических конструкций при расчете по методу предельных состояний

Вид нагрузки	Случаи нагружения				
	I		II		III
	Комбинации нагрузок				
	Ia	Ib	IIa	IIb	—
Вес металлической конструкции крана с учетом коэффициентов толчков k'_T и k_T	$n_1 G_1$	$n_1 k'_T G_1$	$n_1 G_1$	$n_1 k_1 G_1$	$n_1 G_1$
Вес оборудования, неподвижно расположенного на металлической конструкции, с учетом коэффициентов толчков k'_T и k_T	$n_2 G_2$	$n_2 k'_T G_2$	$n_2 G_2$	$n_2 k_1 G_2$	$n_2 G_2$
Вес оборудования, перемещающегося по металлической конструкции (тележек и др.), с учетом коэффициентов толчков k'_T и k_T	$n_3 G_3$	$n_3 k'_T G$	$n_3 G_3$	$n_3 k_1 G_3$	$n_3 G_3$
Вес груза G (включая грузозахват) с учетом динамических коэффициентов ψ_I и ψ_{II} и коэффициентов толчков k'_T и k_T	$\psi_I G_3$	$k'_T G_3$	$n_4 \psi_{II} G$	$n_4 k_T G$	—
Горизонтальные силы инерции масс крана (разгон или торможение одного из механизмов) F_H	—	F_H	—	$n_5 F_H^{\max}$	—
Угол отклонения грузового каната от вертикали α	—	α_I	—	$n_6 \alpha_{II}$	—
Нагрузка от ветра на конструкцию P_B	—	—	$P_{B II}$	$P_{B II}$	$n_7 P_{B III}$

Примечания: 1. Комбинации нагрузок предусматривают следующую работу механизмов: Ia и IIa — кран неподвижен; плавный (Ia) или резкий (IIa) подъем груза с земли или торможение его при опускании; Ib и IIb — кран в движении; плавный (Ib) или резкий (IIb) пуск или торможение одного из механизмов. В зависимости от типа крана возможны также комбинации нагрузок Ic и IIc и т. д. 2. В таблице приведены нагрузки, постоянно действующие и регулярно возникающие при эксплуатации конструкций, образующие основные сочетания нагрузок. При более сложных сочетаниях вводятся коэффициенты сочетаний $n_c < 1$, на которые умножаются коэффициенты перегрузки всех нагрузок, за исключением постоянной. Коэффициент сочетаний основных и дополнительных нерегулярно возникающих нагрузок (технологических, транспортных, монтажных, а также нагрузки от температурных воздействий) принимается равным 0,9; коэффициент сочетаний основных, дополнительных и особых нагрузок (нагрузки от удара о буферы и сейсмические) — 0,8. 3. Для некоторых элементов конструкций следует учитывать суммарные воздействия как комбинации нагрузок Ia со своим количеством циклов, так и комбинации нагрузок Ib со своим количеством циклов. 4. Горизонтальные силы инерции $F_H = m a_{CP}$, где $a_{CP} = v/t$; $F_H^{\max} = 2F_H$ (но не менее $m a_{\max}$) для крана, $F_H^{\max} = m a_{\max}$ (но не более $\mu N_{пр}$) для тележки. 5. Угол отклонения груза от вертикали α может также рассматриваться при комбинациях нагрузок Ia и IIa как результат косоугольного подъема груза. 6. Нагрузка от ветра в рабочем состоянии $P_{B II}$ и в нерабочем $P_{B III}$ (от ураганного ветра) на конструкцию определяется по ГОСТ 1451-77 (см. п. 1.7). При комбинации нагрузок Ia или Ib ветер учитывается лишь для высоких кранов (см. п. 1.7). 7. Технологические нагрузки могут относиться как к II, так и к III случаю нагружения.

Значения коэффициентов перегрузки для отдельных нагрузок следующие (табл. 1.5.8): для веса металлической конструкции $n_1 = 1,05 \div 1,1$; для веса оборудования $n_2 = n_3 = 1,1 \div 1,3$; для веса груза коэффициент перегрузки n_4 зависит от назначения крана, его грузоподъемности (для малых грузов он больше, для больших — меньше) и режима работы (для легких режимов он меньше, для тяжелых — больше), его значения колеблются в пределах 1,1—1,5 (табл. 1.5.9, 1.5.10), а в особых случаях (например, при подъеме электромагнитом стального проката со сплошного металлического основания) — до 1,8 [10]; коэффициенты толчков k_T и динамические коэффициенты ψ (п. 1.19) вводятся в расчет без дополнительных коэффициентов перегрузки; для горизонтальных сил инерции n_5 может достигать значения 1,5; для угла отклонения груза n_6 в зависимости от типа крана колеблется в пределах 1,2—2,0; для ветровой нагрузки по ГОСТ 1451—77 $n_7 = 1,1$ только для нерабочего состояния крана (для рабочего состояния крана $n_7 = 1$); при действии особых нагрузок коэффициенты перегрузки принимаются по специальным техническим условиям для данного типа крана.

Для первого предельного состояния и I случая нагружения для каждого вида внешней нагрузки P_i (см. табл. 1.5.8), изменяющейся за срок службы крана, определяется ее эквивалентное значение по формуле (1.3.10), а φ_a — по формуле (1.3.11). От эквивалентного значения $P_{a,i}$ каждой нагрузки в рассматриваемом сечении определяется эквивалентное напряжение $\sigma_{a,i}$, имеющее коэффициент асимметрии цикла $R_{a,i}$. Коэффициенты перегрузки постоянных нагрузок приведены в табл. 1.5.8, а для переменных нагрузок I случая $n = 1$. Напряжение $\sigma_{a,i}$ по формуле (1.3.7) приводится к симметричному циклу.

Для каждого характерного (типового) цикла работы (подъем, передвижение, поворот и т. д.) в рассматриваемом сечении вычисляются суммарные напряжения симметричного цикла от действия эквивалентных значений нагрузок $P_{a,i}$ данного расчетного сочетания. Полученные для всех рассматриваемых в расчетном цикле работы крана p ступеней симметричных напряжений образуют расчетную гистограмму (см. рис. 1.3.3), после чего по формуле (1.3.13) определяется приведенное напряжение стационар-

1.5.9. Коэффициенты перегрузки груза для крюковых кранов [9]

Грузоподъемность, т	Режимная группа работы кранов (см. табл. 1.2.9)			
	1К, 2К	3К, 4К	5К	6К, 7К
До 5	1,15	1,25	1,35	1,50
Св. 5 до 12,5	1,10	1,20	1,25	1,50
Св. 12,5 до 20	1,10	1,15	1,20	1,40
Св. 20 до 50	1,10	1,10	1,15	1,30

1.5.10. Коэффициенты перегрузки груза для грейферных и магнитных кранов (включая краны с подвижными (сменными) грейферами и подъемными электромагнитами) [9]

Вид грузо-захватного органа	Вид груза	Условия перегрузки	Режимная группа работы кранов (см. табл. 1.2.9)	
			3К—5К	6К—8К
Грейфер	Щебень, уголь, песок, окалина и другие нелипкие и не обладающие повышенной вязкостью материалы	Из штабеля	1,1	1,2
		Из приямка или из емкости, заполненной водой	1,4	1,5
Грейфер	Влажная глина и другие липкие и обладающие повышенной вязкостью материалы	Из штабеля	1,5	1,6
Подъемный электромагнит (траверса с подъемными электромагнитами)	Скрап стальной, чугуна в чушках	С неметаллического основания	1,3	1,5
		С металлического основания	1,5	1,7
Подъемный электромагнит (траверса с подъемными электромагнитами)	Стальной прокат	С неметаллического основания	1,2	1,4
		С решетчатого металлического основания	1,4	1,6
		Со сплошного металлического основания	1,6	1,8

ного симметричного цикла $\sigma_{пр}$ для числа учитываемых ступеней расчетной гистограммы p_0 .

Если переход к предельному состоянию осуществляется за счет увеличения уровня переменной напряженности, предельное условие имеет вид

$$\sigma_{пр} \leq m_k R, \quad (1.5.80)$$

где m_k — коэффициент условий работы:

$$m_k = m_1 m_2 m_3.$$

Здесь $m_1 = 1 \div 0,75$, в особых случаях (хрупкое разрушение) $m_1 = 0,6$, коэффициент m_1 учитывает ответственность рассматриваемого элемента, т. е. возможные последствия от его разрушения; $m_2 = 1,0 \div 0,8$ — коэффициент, учитывающий возможные повреждения элементов конструкции в процессе эксплуатации, транспор-

тировки и монтажа; m_3 — коэффициент, учитывающий несовершенство расчета, зависящий от типа кранов (неточность определения внешних сил) и неточностей установления расчетных схем их металлических конструкций (см. разд. III, гл. 2—4). Расчетное сопротивление R определяется по одной из следующих формул:

$$R_p = k_0 \sigma_{-1K} / k_M; \quad (1.5.81)$$

$$R_{pN} = k_0 \sigma_{-1KN} / k_M; \quad (1.5.82)$$

$$R_p^* = k_0 \sigma_{-1K}^* / k_M; \quad (1.5.83)$$

$$R_{pN}^* = k_0 \sigma_{-1KN}^* / k_M; \quad (1.5.84)$$

где $k_0 = 0,9$ — коэффициент однородности по усталостным испытаниям, характеризующий разброс их значений и обеспечивающий вероятность значений пределов выносливости 95,5 % (рис. 1.5.4); k_M — коэффициент надежности по материалу, $k_M = 1,05$ для малоуглеродистой и $k_M = 1,1$ для низколегированной стали; σ_{-1K} , σ_{-1KN} , σ_{-1K}^* , σ_{-1KN}^* — пределы выносливости неограниченный (1.3.3, 1.3.5), ограниченный (1.3.8), сниженный неограниченный (1.3.14, 1.3.15), сниженный ограниченный (1.3.16); для малоуглеродистых сталей пределы выносливости приведены в табл. 1.5.5, для низколегированных — в табл. 1.5.6, для алюминиевых сплавов — в работе [0.58].

Если переход к предельному состоянию осуществляется за счет увеличения числа циклов повторения переменных напряжений при расчете на ограниченную долговечность, запас по долговечности (см. рис. 1.5.4) определяется по формуле [0.17]

$$n_d = N_p / N = (m_R R_p N / \sigma_{пр})^m = (m_R k_0 \sigma_{-1KN} / k_M \sigma_{пр})^m. \quad (1.5.85)$$

Для первого предельного состояния и II случая нагружения при каждой комбинации нагрузок (см. табл. 1.5.8) определяются расчетные усилия в элементах конструкции (1.5.78) и расчетные изгибающие моменты в них (1.5.79). Предельное условие имеет вид

$$\sigma_{II} \leq m_R R, \quad (1.5.86)$$

где m_R см. в формуле (1.5.80), а $R = R_p = R_N / k_M$ (табл. 1.5.11, 1.5.12), где R_N — нормативное сопротивление — нормативный предел текучести (см. табл. 1.1.1, 1.1.6); $k_M = 1,05$ для малоуглеродистой и $k_M = 1,1$ для низколегированной стали. Расчетные сопротивления для алюминиевых конструкций приведены в табл. 1.5.13.

Для расчета на устойчивость значения R_p из табл. 1.5.11 и 1.5.12 уменьшаются путем умножения на коэффициенты ϕ и $\phi_{вн}$ для сжимаемых (см. табл. III.1.8) и ϕ_6 для изгибаемых (III.1.91) элементов. Расчетные сопротивления сварных соединений и заклепочных и болтовых соединений стальных конструкций приведены в табл. 1.5.14 и 1.5.15, алюминиевых — в работе [15].

1.5.11. Расчетные сопротивления R_p для прокатных сталей при расчете на прочность (МПа) для II случая нагружения

Сталь	Предел текучести σ_T , МПа	Расчетное сопротивление R_p			
		Растяжение, сжатие и изгиб	Срез ¹	Смятие ¹	
				торцевой поверхности	местное при плотном касании
Малоуглеродистая (см. табл. 1.1.1)	220	210	125	315	160
	230	220	130	330	165
	240	230	135	345	175
	250	240	140	360	180
	260	250	145	375	190
	270	260	150	390	195
Низколегированная (см. табл. 1.1.6)	290	265	155	400	200
	300	270	160	405	200
	310	280	165	420	210
	320	290	170	435	220
	330	300	175	450	225
	340	310	180	465	230
	350	320	185	480	240
	360	330	190	495	250
	400	360	210	540	270
	420	380	220	570	285
450	410	240	615	305	

¹ Коэффициенты переходов к производным расчетным сопротивлениям: срез — 0,58; смятие торцевой поверхности (при наличии пригонки) — 1,5; смятие местное цилиндрических тел при плотном касании — 0,75.

1.5.12. Расчетные сопротивления R_p для отливок из углеродистой стали при расчете на прочность (МПа) для II случая нагружения [0.61]

Напряженное состояние	Расчетные сопротивления R_p для отливок из стали марок			
	15Л	25Л	35Л	45Л
Растяжение, сжатие и изгиб	150	180	210	250
Сдвиг	90	110	130	150
Смятие торцевой поверхности (при наличии пригонки)	230	270	320	370
Смятие местное в цилиндрических шарнирах (цапфах) при плотном касании	110	130	160	180

Примечание. Коэффициенты переходов к производным расчетным сопротивлениям приведены в табл. 1.5.11.

1.5.13. Расчетные сопротивления R_p для элементов конструкций из алюминиевого сплава АМг6 (табл. 1.1.8) при расчете на прочность (МПа) для II случая нагружения

Напряженное состояние	Расчетное сопротивление
Растяжение, сжатие и изгиб	140
Срез	80
Смятие торцевой поверхности (при наличии пригонки)	210
Смятие местное в цилиндрических шарнирах (цапфах) при плотном касании	105

Примечания: 1. Значения R_p для растяжения, сжатия и изгиба приведены в работе [15]. 2. Коэффициенты переходов к производным расчетным сопротивлениям см. в табл. 1.5.11. 3. При работе конструкций и соединений из алюминиевого сплава при температуре металла 100 °С и выше расчетные сопротивления основного металла должны быть умножены на коэффициент $K_T < 1$; при 100 °С $K_T = 0,85$ [15], при 300 °С $K_T = 0,3$ [0.41].

1.5.14. Расчетные сопротивления $R_{св}$ и $R_{у.св}$ для сварных соединений стальных конструкций при расчете на прочность (МПа) для II случая нагружения [0.61]

Сварные соединения	Напряженное состояние	Расчетные сопротивления сварных соединений
Стыковые	Сжатие, Растяжение и изгиб при автоматической, полуавтоматической или ручной сварке с физическим контролем качества швов	Такие же, как у стали
	Растяжение и изгиб при автоматической, полуавтоматической или ручной сварке Сдвиг	Соответствуют 0,85 расчетного сопротивления у стали Такие же, как у стали
С угловыми швами	Срез (условный) по металлу шва	180 ¹ ; 200 ² ; 215 ³ ; 240 ⁴

Примечания: 1. К повышенным способам контроля качества швов, применяемым в дополнение к обычным способам (наружный осмотр, измерение швов и т. п.), относятся такие физические способы контроля, как рентгено- или гаммаграфирование, ультразвуковая дефектоскопия, магнитографические способы и др. 2. Применение повышенных способов контроля качества швов должно оговариваться на чертежах. 3. Приведенные в таблице расчетные сопротивления сварных швов встык соответствуют соединениям, выполненным двусторонней сваркой или односторонней с подваркой корня шва. Для соединений встык, в которых невозможно осуществить подварку корня шва, расчетные сопротивления снижаются умножением на коэффициент 0,7. 4. Типы применяемых электродов в зависимости от типа конструкции и ее материала и от температуры, при которой эксплуатируется конструкция, приведены в табл. 1.1.7.

¹ Для электродов типов Э42 и Э42А (ГОСТ 9467—75). ² То же для типов Э46 и Э46А. ³ То же для типов Э50 и Э50А. ⁴ То же для типа Э60.

1.5.15. Расчетные сопротивления $R_{ср}$, $R_{см}$, R_p и $R_{отр}$ для заклепочных и болтовых соединений стальных конструкций при расчете на прочность для II случая нагружения [0.58]

Род соединения	Род напряжения	Расчетные сопротивления			
		среза и растяжению заклепок и болтов из стали марок по табл. 1.1.7		смятию соединяемых элементов конструкций из стали марок по табл. 1.1.1 и 1.1.6	
		углеродистой	низколегированной	углеродистой	низколегированной
Заклепки с полукруглой головкой	Срез	$0,85R_p$	$0,8R_p$	—	—
	Смятие (отрыв головок)	$0,55R_p$	$0,55R_p$	$2R_p$	$2R_p$
Болты чистые и полчистые	Растяжение	$0,8R_p$	$0,75R_p$	—	—
	Срез	$0,8R_p$	$0,75R_p$	—	—
	Смятие	—	—	$1,8R_p$	$1,8R_p$
Болты черные	Растяжение	$0,8R_p$	$0,75R_p$	—	—
	Срез	$0,6R_p$	—	—	—
	Смятие	—	—	$1,6R_p$	—
Анкерные болты	Растяжение	$0,65R_p$	$0,65R_p$	—	—

Примечания: 1. Данные таблицы соответствуют одинаковым материалам для заклепок, болтов и конструкций. 2. Значения R_p для материала конструкции при растяжении см. в табл. 1.5.11. 3. Отверстия для заклепок в чистых болтах, сверленные на проектный диаметр в собранных элементах или в отдельных элементах и деталях по кондукторам, а также сверленные или продавленные на меньший диаметр в отдельных деталях с последующей рассверловкой до проектного диаметра в собранных элементах. 4. Для монтажных заклепок расчетные сопротивления понижаются на 10 %. 5. При заклепках с потайными или полупотайными головками расчетные сопротивления заклепочных соединений срезу и смятию понижаются умножением на коэффициент 0,8. Работа указанных заклепок на растяжение не допускается. 6. При расчетах соединений на высокопрочных болтах понятием расчетного сопротивления не пользуются (см. разд. III, гл. 1, п. 2).

Для второго предельного состояния и II случая нагрузки по развитию чрезмерных деформаций или колебаний расчеты производятся при коэффициентах перегрузки, равных единице, т. е. по нормативным нагрузкам (вес груза принимается равным номинальному). Условия проверки имеют вид (см. п. 1.15)

$$f/L \leq [f/L] \quad \text{или} \quad t_p \leq [t_p], \quad (1.5.87)$$

где f/L и $[f/L]$ — расчетное и допускаемое значения относительного прогиба соответственно; t_p и $[t_p]$ — расчетное и допускаемое значения времени затухания колебаний конструкции соответственно.

Пример расчета на долговечность [6, 10]. Проверить узел соединения диафрагмы коробчатой балки со стенкой у растянутого пояса в среднем сечении главной балки мостового крана. Исходные данные: вес груза $G = 200$ кН, вес тележки $G_0 = 0,3G$, вес главной балки $G_1 = 44$ кН, пролет балки $L = 22,5$ м, момент сопротивления поперечного сечения главной балки $W_x = 7520$ см³, ее материал 09Г2С (см. табл. 1.1.6) с $\sigma_B = 480$ МПа, $\sigma_T = 330$ МПа, эффективный коэффициент концентрации $K = 2,5$, режим работы крана 6К (см. табл. 1.2.9).

Расчетные нагрузки принимаются по комбинации Ia (см. табл. 1.5.8). Для веса груза для режима работы 6К по графику 5 (см. 1.5.1) коэффициент эквивалентности (1.3.11) $\varphi_0 = 0,8$, динамический коэффициент $\psi_1 = 1,1$, коэффициент $n_1 = n_3 = 1,1$. Эквивалентная нагрузка

$$P_0 = \psi_1 \varphi_0 G + n_3 0,3G = 1,1 \cdot 0,8 \cdot 200 + 1,1 \cdot 0,3 \cdot 200 = 242 \text{ кН,}$$

а на одну главную балку мостового крана $P_0 = 121$ кН. В середине пролета балки максимальные напряжения в нижнем поясе от нагрузки P_0 равны

$$\sigma_0^* = \frac{P_0 L (1 - b/L)}{4W_x} = \frac{121 \cdot 22,5 (1 - 2,5/22,5)}{4 \cdot 7520 \cdot 10^{-6} \cdot 10^3} = 81 \text{ МПа,}$$

где b — база тележки, $b = 2,5$ м.

На уровне окончания диафрагмы напряжения равны $\sigma_{01} = 77$ МПа. Напряжения от веса главной балки

$$\sigma_0^* = n_1 G_1 L / (8W_x) = 1,1 \cdot 44 \cdot 22,5 / (8 \cdot 7520 \cdot 10^{-6} \cdot 10^3) = 18 \text{ МПа,}$$

а на уровне окончания диафрагмы они равны $\sigma_{02} = 17$ МПа. Для приведения напряжений σ_{01} и σ_{02} к симметричному циклу по формуле (1.3.7) по табл. 1.5.6 для $K = 2,5$ $\sigma_{-1K} = 58 \cdot 480/520 = 53,5$ МПа и для $R_\sigma = 0$ $\sigma_{RK} = 116 \times 480/520 = 107$ МПа. Тогда $\sigma_{-1\sigma 1} = (\sigma_{-1K}/\sigma_{RK}) \sigma_{01} = (53,5/107) 77 = 39$ МПа.

Аналогично $\sigma_{-1\sigma 2} = (53,5/330) 17 = 3$ МПа, где в формуле (1.3.7) вместо σ_{RK} для собственного веса конструкции подставляется σ_T .

Так как можно принять, что половина циклов работы крана приходится на случай, когда тележка находится в середине пролета и половина циклов — когда тележка находится в 1/4 пролета [1], то расчетная гистограмма нестационарного нагружения среднего сечения балки (см. рис. 1.3.3) имеет две ступени: $\sigma_1 = \sigma_{-1\sigma 1} + \sigma_{-1\sigma 2} = 39 + 3 = 42$ МПа и $\sigma_2 = 0,5 \sigma_{-1\sigma 1} = 0,5 \cdot 39 + 3 = 22,5$ МПа. Приведенные напряжения стационарного симметричного цикла, эквивалентные нестационарным напряжениям расчетной гистограммы (см. рис. 1.3.3), определяются по формуле

$$\sigma_{пр} = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^{p_0} \sigma_{-1\sigma i}^m z_i / \sum z_i} = \sqrt[4,9]{(42^{4,9} + 22,5^{4,9}) 0,5} = 36 \text{ МПа,}$$

где $m = 4,9$ по табл. 1.5.3 для $K = 2,5$ и $R_\sigma = -1$.

Для данного режима работы крана по Госгортехнадзору Т (табл. 1.2.9) принимаем число циклов нагружения за срок службы $N = 2 \cdot 10^6$. Тогда ограниченный предел выносливости (1.3.8) $\sigma_{-1KN} = \alpha \sigma_{-1K} = 1,3 \cdot 53,5 = 69,5$ МПа, где α по табл. 1.5.7 для $K = 2,5$ и $R_\sigma = -1$. Так как $\sigma_1 < \sigma_{-1KN}$, то сниженный предел выносливости σ_{-1KN}^* определять не требуется. Несущая способность по (1.5.80), (1.5.82)

$$m_R R_D N = m_R k_0 \sigma_{-1KN} / k_M = 0,9 \cdot 0,9 \cdot 69,5 / 1,1 = 51 \text{ МПа,}$$

где $m_R = 0,9$; $k_0 = 0,9$; $k_M = 1,1$.

Условие проверки (1.5.80): $36 < 51$ выполняется. Запас долговечности (1.5.85)

$$n_d = (m_R R_D N / \sigma_{пр})^m = (51/36)^{4,9} \approx 4 > 1,$$

т. е. выполняется.

1.21. Расчет по методу допускаемых напряжений

Расчет по методу допускаемых напряжений производится в случаях отсутствия численных значений для коэффициентов перегрузки расчетных нагрузок для выполнения расчета по методу предельных состояний.

В соответствии с общими положениями (см. п. 1.19) расчеты по методу допускаемых напряжений производятся для I и II случаев нагрузок при сочетаниях а и б.

Аналогично расчету по методу предельных состояний (п. 1.20) I случай нагружения — расчет на долговечность, т. е. на прочность по сопротивлению усталости, II и III случаи нагружения — расчет на прочность по пределу текучести. Расчет по непригодности к нормальной эксплуатации см. в пп. 1.15 и 1.20. Расчетные нагрузки для случаев I, II, III приведены в табл. 1.5.16.

Для I случая нагружения каждому виду внешней нагрузки (табл. 1.5.16), изменяющемуся за срок службы крана, определяется его эквивалентное значение по формуле (1.3.10). От эквивалентного значения P_{0i} каждой нагрузки в рассчитываемом сечении определяется эквивалентное напряжение σ_{0i} , имеющее коэффициент асимметрии цикла $R_{\sigma i}$. Напряжение σ_{0i} по формуле (1.3.6) приводится к циклу с коэффициентом асимметрии R_σ , а по формуле (1.3.7) — к симметричному циклу. Для каждого характерного (типового) цикла работы (подъем, передвижение, поворот и т. п.) в рассчитываемом сечении вычисляются суммарные напряжения цикла с коэффициентом асимметрии R_σ от действия эквивалентных значений P_{0i} данного расчетного сочетания, обычно при $R_\sigma = -1$. Полученные для всех рассматриваемых в расчетном цикле работы крана p ступеней напряжений образуют расчетную гистограмму (см. рис. III.3.3), после чего по формуле (1.3.12) или (1.3.13) определяется приведенное напряжение стационарного цикла $\sigma_{пр}$ для числа учитываемых ступеней p_0 расчетной гистограммы.

Несущая способность (допускаемые напряжения), если $\sigma_{пр}$ определяется для симметричного цикла, вычисляется по формуле

$$\sigma_I = \sigma_{пр} \leq [\sigma_{-1K}] = \sigma_{-1K} / n_I. \quad (1.5.88)$$

Запас прочности n_I выбирается из табл. 1.3.4. Допускаемые напряжения $[\sigma_{-1K}]$ в зависимости от K даны для малоуглеродистых сталей в табл. 1.5.17, для низколегированных сталей — в табл. 1.5.18, для алюминиевых сплавов — в работе [0.58]. Вместо σ_{-1K} в формуле (1.5.88) аналогично формулам (1.5.82) — (1.5.84) используются σ_{-1KN} , σ_{-1K}^* , σ_{-1KN}^* по формулам (1.3.8), (1.3.14) — (1.3.16).

Если $\sigma_I = \sigma_{пр}$ определено для цикла с коэффициентом асимметрии R_σ , то возможны четыре основных случая расчета.

1.5.16. Расчетные нагрузки металлических конструкций при расчете по методу допускаемых напряжений

Вид нагрузки	Случай нагружения				
	I		II		III
	$[\sigma] = \sigma_{RK}/n_I$		$[\sigma] = \sigma_T/n_{II}$		$[\sigma] = \sigma_T/n_{III}$
	Комбинации нагрузок				
	Ia	Ib	IIa	IIb	—
Вес металлической конструкции крана с учетом коэффициентов толчков k'_T и k_T	G_1	$k'_T G_1$	G_1	$k_T G_1$	G_1
Вес оборудования, неподвижно расположенного на металлической конструкции, с учетом коэффициентов толчков k'_T и k_T	G_2	$k'_T G_2$	G_2	$k_T G_2$	G_2
Вес оборудования, перемещающегося по металлической конструкции (тележек и др.), с учетом коэффициентов толчков k'_T и k_T	G_3	$k'_T G_3$	G_3	$k_T G_3$	G_3
Вес груза G (включая грузозахват) с учетом динамических коэффициентов ψ_I и ψ_{II} и коэффициентов толчков k'_T и k_T	$\psi_I G_3$	$k'_T G_3$	$\psi_{II} G$	$k_T G$	—
Горизонтальные силы инерции масс крана (разгон или торможение одного из механизмов) F_H	—	F_H	—	$F_{H \max}$	—
Угол отклонения грузового каната от вертикали α	—	α_I	—	α_{II}	—
Нагрузка от ветра на конструкцию P_V	—	—	$P_{V II}$	$P_{V II}$	$P_{V III}$

Примечания: 1. Необходимо учитывать все примечания к табл. 1.5.8, кроме примечания 2. 2. Значения запасов прочности, в том числе для случая особых нагрузок (транспортных при перевозке, монтажных при ударах о буферы, сейсмических и т. п.), даны в табл. 1.3.4. 3. В отдельных случаях для элементов, не поддающихся точному силовому расчету, например, для концевых балок крановых мостов, значения запасов прочности принимают больше значений, указанных в табл. 1.3.4. 4. Определение G_3 производится по формуле (1.3.10).

1. Если $\sigma_H > \sigma_{RK}$ и $\sigma_I < \sigma_{RK}$, то при $\sum z_i \geq N_0$ производится проверка на неограниченную долговечность по условию

$$\sigma_I \leq [\sigma_{RK}] = \varphi_c [\sigma_{RK}], \quad (1.5.89)$$

а при $\sum z_i < N_0$ на ограниченную — по условию

$$\sigma_H \leq [\sigma_{RKN}] = \alpha \varphi_c [\sigma_{RK}], \quad (1.5.90)$$

где α и φ_c — коэффициенты, рассчитываемые по формулам (1.3.9) и (1.3.15).

1.5.17. Допускаемые напряжения $[\sigma_{RK}]$ при расчете на сопротивление усталости для элементов конструкций из малоуглеродистых сталей $\sigma_V = 380$ МПа (см. табл. 1.1.1) при $n_I = 1,4$ в зависимости от эффективного коэффициента концентрации напряжений K и коэффициента асимметрии расчетного цикла R_σ (МПа)

N_0	K	$1/R_\sigma$					R_σ
		0,6	0,4	0,2	0	-0,2	
$2 \cdot 10^6$	1,0	$\frac{\sigma_T}{n_I}$	—	—	—	—	95
	1,2						79
	1,4						67,5
	1,6						59
	1,8						53
$5 \cdot 10^6$	2,0	$\frac{\sigma_T}{n_I}$	—	—	—	—	39
	2,2						35
	2,5						30,5
	2,8						27
	3,2						23
3,6	20,5						
4,0	18						

N ₆	K	R _σ								
		-0,8	-0,6	-0,4	-0,2	0	0,2	0,4	0,6	0,8
2 · 10 ⁶	1,0	141,5	155	171	191	221	239	233	339	211
	1,2	118	130	144	162,5	185,5	206	206	306	195
	1,4	101,5	112	125	141,5	162,5	182	185,5	221	175
	1,6	89	98,5	110	125	144	162,5	168,5	197,5	158,5
	1,8	79	88	98,5	112	130	146,5	168,5	197,5	140,5
5 · 10 ⁶	2,0	59	66,5	76	88	104	120	140	169	211
	2,2	53,5	60	68,5	79,5	94,5	109	128	155	195
	2,5	46,5	52	59,5	69,5	83	95,5	113	138	175
	2,8	40,5	46	52,5	61,5	73,5	85	101	124	158,5
	3,2	35,5	39,5	45,5	53	64	74	88,5	109	140,5
	3,6	30,5	35	40	47	56,5	65,5	78,5	97	126
	4,0	27,5	31	35,5	41,5	50	59	70,5	87,5	114

Примечания. 1—5. — см. табл. I.5.17. 6. При σ_в ≠ 520 МПа и n₁ ≠ 1,4 для низколегированных сталей, приведенных в табл. I.1.6, табличные значения [σ_{РК}] умножаются на величину 1,4σ_в/n₁520.

2. Если $\sigma_{II} < \sigma_{R\sigma K}$, то проверка на неограниченную долговечность производится по условию

$$\sigma_I \leq [\sigma_{RK}], \quad (I.5.91)$$

а на ограниченную — по условию

$$\sigma_I \leq \alpha [\sigma_{RK}]. \quad (I.5.92)$$

Если $\sigma_{II} \leq [\sigma_{RK}]$, расчет на долговечность не требуется.

3. Если $\sigma_{II} > \sigma_{RK}$ и $\sigma_I > \sigma_{RK}^*$, то при $\sum z_i \leq N_6$ производится проверка на ограниченную долговечность по условию (I.5.90).

4. Если σ_{II} имеет место при $z \geq N_6$, то расчет на долговечность производится по напряжениям σ_{II} II случая.

Если переход к предельному состоянию осуществляется не за счет увеличения уровня переменной напряженности, а за счет увеличения числа циклов переменных напряжений N , то при расчете на ограниченную долговечность запас по устойчивой долговечности определяется по формуле [O.21] (рис. I.5.4):

$$n_d = N_p/N = (\sigma_{RKN}/\sigma_{II})^m = n_I^m. \quad (I.5.93)$$

При проектировочном расчете металлических конструкций возможен прием, при котором подбор сечений производится по допускаемым напряжениям II случая нагружения, когда $[\sigma] = \sigma_I/n_{II}$, но с использованием коэффициента понижения допускаемого напряжения φ'_c , учитывающего факторы усталости, т. е. при расчете используются напряжения [2]

$$[\sigma]_II^* = \varphi'_c [\sigma], \quad (I.5.94)$$

где, исходя из условия $\sigma_{-IK} P_{II}/n_I P_I = \varphi'_c [\sigma]$, $\varphi'_c = \sigma_{IK} P_{II}/n_I P_I \times [\sigma]$. Здесь P_{II} — расчетное усилие (изгибающий момент) по нагрузкам II случая (см. табл. I.5.16), а P_I — по нагрузкам I случая с использованием формул для эквивалентной нагрузки (I.3.10) и (I.3.11), приводимой к симметричному циклу по формуле $P_{i-1K} = (\sigma_{-1K}/\sigma_{R\sigma K}) P_i$, аналогичной (I.3.5). Для стрел грейферных порталных кранов из стали 09Г2С $[\sigma]^* = 130 \text{ МПа} \pm \pm 10\%$ при $K = 2,5$ [2].

Для II случая нагружения расчет на прочность производится по формуле

$$\sigma_{II} \leq [\sigma] = \sigma_T/n_{II}. \quad (I.5.95)$$

Допускаемые напряжения для прокатных сталей, отливок из углеродистой стали и для элементов конструкций из алюминиевого сплава АМгб приведены в табл. I.5.19, I.5.20 и I.5.21. Для расчета на устойчивость значения $[\sigma]$ из табл. I.5.19 и I.5.21 уменьшаются путем умножения на коэффициенты φ и $\varphi_{вн}$ для сжимаемых (см. табл. III.1.8) и φ_6 (III.1.91) для изгибаемых элементов. Допускаемые напряжения для сварных швов и для заклепочных

1.5.19. Допускаемые напряжения для прокатных сталей при расчете на прочность (МПа) для II случая нагружения (запас прочности $n_{II} = 1,4$)

Стали	Предыдущая текучая прочность σ_T , МПа	Растяжение и сжатие	Нагр. I	Срез I	Смятие I	
					торцевой поверхности при плотном касании	местное при плотном касании
Малютин-полусталь (см. табл. 1.1.1)	220	155	165	90	235	120
	230	165	170	95	245	125
	240	170	180	100	255	130
	250	180	185	105	265	135
	260	185	195	105	280	140
	270	195	200	110	290	145
	290	205	220	120	310	155
	300	215	225	125	320	160
	310	220	230	130	330	165
	320	230	240	130	340	170
Низколегированная (см. табл. 1.1.6)	290	205	220	120	310	155
	300	215	225	125	320	160
	310	220	230	130	330	165
	320	230	240	130	340	170
	330	235	250	135	350	175
	340	240	255	140	360	180
	350	250	260	145	375	185
	360	260	270	150	385	190
	400	285	300	165	430	215
	420	300	315	175	450	225
450	320	340	185	480	240	

1 Коэффициенты переходов к прокатным допускаемым напряжениям: нагр. I — 1,05; срез — 0,85; смятие торцевой поверхности (при наличии приоткоса) — 1,0; смятие местное цилиндрических тел при плотном касании — 0,75.

1.5.20. Допускаемые напряжения для отливок из углеродистой стали при расчете на прочность (МПа) для II случая нагружения (запас прочности $n_{II} = 1,4$)

Напряженное состояние	Допускаемые напряжения для отливок из стали марок			
	15Л1	25Л1	35Л1	45Л1
Растяжение, сжатие и нагр. I	145	170	200	240
	85	100	115	140
Смятие торцевой поверхности (при наличии приоткоса)	215	260	300	360
	110	130	150	175
Смятие местное в цилиндрических параграх (цапфах) при плотном касании	110	130	150	175
	110	130	150	175

1 При выборе коэффициентов переходов к прокатным допускаемым напряжениям: смятие — 0,85; смятие торцевой поверхности (при наличии приоткоса) — 1,0; смятие местное цилиндрических тел при плотном касании — 0,75.

1.5.21. Допускаемые напряжения для элементов конструкций из алюминия при расчете на прочность (МПа) для II случая нагружения (запас прочности $n_{II} = 1,6$)

Допускаемые напряжения	Напряженное состояние			
	Растяжение, сжатие и нагр. I	Срез	Смятие торцевой поверхности (при наличии приоткоса)	Смятие местное в цилиндрических параграх (цапфах) при плотном касании
100	100	60	150	75

1 При выборе коэффициентов переходов к прокатным допускаемым напряжениям приведены в табл. 1.5.19. 2. При работе конструкций и соединении из алюминия при температуре металла 100 °C и выше допускаемые напряжения основаны на металле, который должен быть умножены на коэффициент $K_T < 1$; при 100 °C $K_T = 0,85$ [15], при 300 °C $K_T = 0,3$ [0.41].

1.5.22. Допускаемые напряжения для сварных швов стальных конструкций при расчете на прочность для II случая нагружения

Сварка	Тип сварных швов	Допускаемые напряжения	Род углерода	Ручная	Допускаемые напряжения	
					Ручная при повышенных требованиях контроля, автоматическая	Автоматическая
Срез	Стыковой	[$\sigma_{св}$]	Растяжение	0,8 [σ]	0,9 [σ]	0,6 [σ]

1 При выборе: 1. Для швов, выполненных при монтаже, допускаемые напряжения понижаются на 10%, а при поточной сварке — во всех случаях на 20%. 2. Значения [σ] приведены в табл. 1.5.19.

1.5.23. Допускаемые напряжения $[\tau]$, $[\sigma_{см}]$, $[\sigma]$, $[\sigma_{отр}]$ для заклепочных и болтовых соединений стальных конструкций при расчете на прочность (II случай нагружения) [0.58]

Род соединения	Род напряжения	Стали заклепок и болтов (см. табл. 1.1.7)		
		Углеродистые		Низколегированные
		в конструкциях из стали		
		малоуглеродистой (см. табл. 1.1.1)	низколегированной (см. табл. 1.1.6)	
Заклепки с полукруглой головкой	Срез	0,8 $[\sigma]$	0,55 $[\sigma]$	0,8 $[\sigma]$
	Смятие	2,0 $[\sigma]$	1,40 $[\sigma]$	2,0 $[\sigma]$
	Растяжение (отрыв головок)	0,6 $[\sigma]$	0,40 $[\sigma]$	0,6 $[\sigma]$
Болты чистые и полустальные	Растяжение	0,7 $[\sigma]$	0,5 $[\sigma]$	0,7 $[\sigma]$
	Срез	0,7 $[\sigma]$	0,5 $[\sigma]$	0,7 $[\sigma]$
	Смятие	2,0 $[\sigma]$	1,4 $[\sigma]$	2,0 $[\sigma]$
Болты черные	Растяжение	0,7 $[\sigma]$	0,50 $[\sigma]$	—
	Срез	0,5 $[\sigma]$	0,35 $[\sigma]$	
	Смятие	1,0 $[\sigma]$	0,80 $[\sigma]$	
Анкерные болты	Растяжение	0,65 $[\sigma]$	0,45 $[\sigma]$	

Примечания: 1. Значения $[\sigma]$ приведены в табл. 1.5.19. 2. Отверстия для заклепок и чистых болтов, сверленные на проектный диаметр в сборных элементах или в отдельных элементах и деталях по ксидукторам, а также сверленные или продавленные на меньший диаметр в отдельных деталях с последующей рассверловкой до проектного диаметра в сборных элементах. 3. Для монтажных заклепок допускаемые напряжения понижаются на 10 %. 4. Для заклепок с потайными и полупотайными головками допускаемые напряжения понижаются на 20 %. 5. При расчетах соединений на высокопрочных болтах понятием допускаемых напряжений не пользуются (см. п. III.2).

и болтовых соединений стальных конструкций приведены в табл. 1.5.22 и 1.5.23.

Проверка конструкций по недопущению чрезмерных деформаций или колебаний производится по формуле (1.5.87).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балашов В. П., Концевой Е. М., Розенштейн Б. М. Нагружение пов-торно-переменными нагрузками мостового крана в горизонтальной плоскости//Тр. ВНИИПТмаш, 1974. № 1. Вып. 1. С. 3—22.
2. Баранов Н. А., Серлин Л. Г. Учет явлений усталости при проектировочном расчете крановых металлических конструкций//Тр. ЛПИ, 1978. № 362. С. 21—29.

3. ГОСТ 13994—81. Краны башенные строительные. Нормы расчета. М., 1981. 54 с.
4. ГОСТ 14892—69*. Машины, приборы и другие технические изделия, предназначенные для эксплуатации в районах с холодным климатом. Общие технические требования. М., 1973. 88 с.
5. Гохберг М. М. Усталостная прочность металлических конструкций машин//Тр. ЛПИ, 1967. № 282. С. 142—161.
6. Гохберг М. М., Баранов Н. А., Кулькова Н. Н. Расчет на выносливость сварных крановых конструкций по РТМ 24.090.53—79//Тр. ВНИИПТмаш. Исследование крановых металлоконструкций и механизмов. М., 1982. С. 127—139.
7. Кудрявцев И. В., Наумченко Н. Е. Усталость сварных конструкций. М.: Машиностроение, 1976. 271 с.
8. Мюнзе В. Х. Усталостная прочность сварных стальных конструкций: Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1968. 311 с.
9. ОСТ 24.090.72—83. Нормы расчета стальных конструкций мостовых и козловых кранов. 91 с.
10. Руководящий технический материал. РТМ 24.090.53—79. Краны грузоподъемные. Выносливость стальных конструкций. Метод расчета. ЦНИИТЭИтяжмаш. М., 1981. 20 с.
11. Руководящий технический материал. РТМ 24.090.62—81. Нормы расчета и проектирования стальных конструкций мостовых перегружателей и козловых кранов большой грузоподъемности. 122 с.
12. Руководящий технический материал. РТМ 24.190.07—85. Нормы расчета стальных конструкций мостовых кранов грузоподъемностью свыше 50 т. 102 с.
13. Серенсен С. В. Развитие усталостных испытаний материалов. Заводская лаборатория, 1967. № 10. С. 1305—1316.
14. Строительные нормы и правила. СНиП 2.05.03—84. Мосты и трубы. М.: Стройиздат, 1985. С. 194.
15. Строительные нормы и правила. СНиП II-24—74. Нормы проектирования. Алюминиевые конструкции. М.: Стройиздат, 1975. 67 с.
16. Труфяков В. И. Усталость сварных соединений. Киев: Наукова думка, 1973. 216 с.
17. Хейвуд Р. Г. Проектирование с учетом усталости: Пер. с англ. М. Машиностроение, 1969. 504 с.
18. Юшкевич В. Н. Алгоритм расчета характеристик сопротивления усталости элементов стальных конструкций кранов. Л., 1986. 59 с. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш. № 1649тм.
19. Юшкевич В. Н. Метод оценки усталостных характеристик сварных соединений//Тр. ЛПИ, 1983. № 395. С. 54—59.
20. Юшкевич В. Н. Метод расчета пределов выносливости элементов металлоконструкций//Проблемы прочности, 1984. № 9. С. 13—17.
21. Юшкевич В. Н. Метод расчета пределов выносливости элементов металлоконструкций при циклическом изгибе//Тр. ЛПИ, 1983. № 393. С. 67—73.
22. Юшкевич В. Н., Кулькова Н. Н., Кошцевой Е. М. Методы расчета пределов выносливости стенок с закрытыми гофрами в балках мостовых кранов//Тр. ВНИИПТмаш. Исследование крановых механизмов и металлоконструкций. М., 1983. С. 46—57.
23. Юшкевич В. Н., Манжула К. П., Соколов С. А. Способ вероятностного расчета пределов выносливости сварных соединений на ЭВМ//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров. Л., 1985. С. 2—13. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 1515тм—85.

1.22. Устойчивость и остойчивость кранов

Устойчивость поворотных кранов. Расчет устойчивости стреловых самоходных (автомобильных, пневмоколесных, гусеничных, железнодорожных) и прицепных, а также порталных кранов нормирован Правилами [О.51]. Коэффициент запаса устойчивости K есть отношение удерживающего момента M_y к опрокидывающему моменту M_o относительно ребра опрокидывания. Согласно Правилам [О.51], при расчете грузовой устойчивости за опрокидывающий момент принимают момент, создаваемый весом груза; при расчете собственной устойчивости — момент, создаваемый ветром нерабочего состояния. Удерживающий момент создается весом крана и может уменьшаться от влияния наклона крана, а при рабочем состоянии — и от действия сил инерции и ветра рабочего состояния.

На рис. 1.6.1, а показаны положения стрелы (сплошными линиями) и ребра опрокидывания (жирными линиями) для расчета грузовой устойчивости при различных формах опорного контура колесного крана. За расчетное принимают то ребро опрокидывания, при котором коэффициент запаса устойчивости минимален. При расчете собственной устойчивости стрелу ставят в противоположном направлении (штриховые линии). Если наветренная площадь поворотной части в плоскости стрелы значительно больше, чем с торца, то нужно проверить устойчивость и при стреле в плоскости, параллельной ребру опрокидывания.

Коэффициент грузовой устойчивости проверяют для трех случаев [О.51].

1. При стреле, перпендикулярной к ребру опрокидывания CD или AD (рис. 1.6.1, б), при наклоне крана в сторону опрокидывания, действию ветра и сил инерции, уменьшающих удерживающий момент, коэффициент грузовой устойчивости K'_1 определяют по формуле (1.6.1) при одновременном разгоне (торможении) механизмов подъема, передвижения, изменения вылета и вращения:

$$K'_1 = \frac{1}{G(R_r - b)} \left\{ G_k [(b + c) - h_1 \sin \gamma] - \frac{Gn^2 R_{max} h_3}{900 - n^2 h_0} - \frac{Qv_1}{t_1} (R_r - b) - \frac{Qv_2}{t_2} h_3 - \frac{m_k v_2}{t_2} h_1 - \frac{(Q + m'_c) v'_3}{t_3} h_3 - \frac{(Q + m'_c) v''_3}{t_3} (R_r - b) - P_{в.к} h_2 - P_{в.г} h_3 \right\} \geq 1,15. \quad (1.6.1)$$

2. При тех же условиях, но при стреле, расположенной под углом 45° к ребру опрокидывания (на рис. 1.6.1, б положение стрелы в плане показано штриховой линией), с учетом составля-

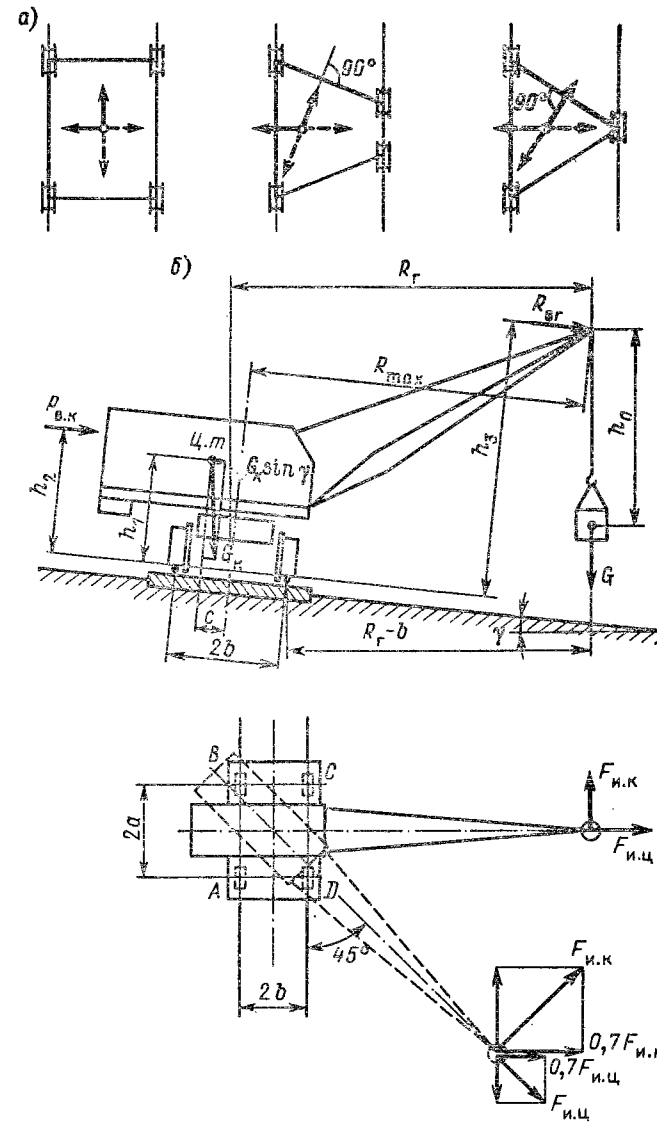


Рис. 1.6.1. Схемы к расчету устойчивости поворотных кранов: а — положения стрелы для проверки устойчивости; б — расчетная схема грузовой устойчивости

ющей касательной силы инерции $F_{и.к}$ и центробежной силы $F_{и.ц}$ при торможении или пуске механизма вращения коэффициент грузовой устойчивости K'_1 определяют по формуле

$$K'_1 = \frac{1}{0,7G(R_r - b)} \left\{ G_k [b + 0,7(c - h_1 \sin \gamma)] - \frac{0,7Gn^2 R_{max} h_3}{900 - n^2 h_0} - \right.$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{66(Q + m_c'') n R_{\max} h_3}{(900 - n^2 h_0) t_4} - 0,7 \frac{Q v_1}{t_1} (R_r - b) - \frac{Q v_2}{t_2} h_3 - \\
& - \frac{m_k v_2}{t_2} h_1 - 0,7 \frac{(Q + m_c') v_3'}{t_3} h_3 - \\
& - 0,7 \frac{(Q + m_c'') v_3''}{t_3} (R_r - b) - P_{в.к} h_2 - P_{в.г} h_2 \} \geq 1,5. \quad (I.6.2)
\end{aligned}$$

3. При стреле, перпендикулярной к ребру опрокидывания, при расположении крана на горизонтальной плоскости и отсутствии сил инерции и ветра коэффициент грузовой устойчивости K_1'' определяют по формуле [O.51]:

$$K_1'' = \frac{G_k (b + c)}{G (R_{\max} - b)} \geq 1,4. \quad (I.6.3)$$

Здесь Q — грузоподъемность, кг; G — вес груза; при переменной (по вылету) грузоподъемности — вес груза на данном вылете, Н; G_k — вес крана, Н; m_k — масса крана, кг; m_c' , m_c'' — масса стрелового устройства с оборудованием, приведенная к точке подвеса груза, кг (см. ниже); R_{\max} — наибольший вылет при грузоподъемности Q , м; γ — угол наклона подкранового основания к горизонту, °; $\gamma \geq 3^\circ$ для стреловых кранов; $\gamma \geq 1^\circ$ для порталных кранов [O.51]; об определении угла наклона гусеничного крана от осадки грунта под нагрузкой см. п. I.24; b — расстояние от оси вращения до центра тяжести крана, м; v_1 и v_2 — скорость подъема или спуска груза и передвижения крана соответственно, м/с; n — частота вращения крана, об/мин; $P_{в.к}$ и $P_{в.г}$ — ветровая нагрузка рабочего состояния на кран и груз, Н; ветер направлен перпендикулярно к ребру опрокидывания; числовые значения $P_{в.к}$ различны при вычислении K_1' и K_1'' ; v_3' и v_3'' — скорости горизонтального и вертикального перемещений точки подвеса груза при работе механизма изменения вылета, м/с; t_1 — t_4 — время торможения (пуска) механизмов подъема, передвижения, изменения вылета и вращения, с; $R_r \approx R_{\max} + h_3 \sin \gamma$ (здесь в выражениях (I.6.1), (I.6.2) и (I.6.4) принято $\cos \gamma = 1$); h_1 , h_2 , h_3 — плечи сил; h_0 — длина подвеса груза, м (рис. I.6.1, б).

Для кранов с горизонтальным или близким к горизонтальному перемещением груза при изменении вылета в формулах (I.6.1), (I.6.2) в члене $(Q + m_c'') v_3'' (R_r - b)/t_3$ следует считать $Q = 0$; для всех кранов члены $Q v_2 h_3/t_2$ и $m_k v_2 h_1/t_2$ учитывают при проверке грузовой устойчивости только в направлении передвижения крана, если кран предназначен для перемещения с грузом. Если кран имеет ограничение в совмещении движений, то это следует учесть при определении K_1' и K_1'' .

Приведенную к точке подвеса груза массу стрелового устройства определяют из условия равенства кинетической энергии приведенной массы сумме кинетических энергий приводимых масс стрелового устройства, вычисленных в момент начала торможения

(конца пуска) механизмов изменения вылета m_c' и вращения m_c'' . Для прямых стрел $m_c' \approx m_c'' \approx m_c/3$ [O.21]; для шарнирно-сочлененных стреловых устройств

$$m_c' = m_x (v_u/v_r)^2 + m_c (v_u/v_r)^2/3 + m_o (v_o/v_r)^2/3,$$

где m_c — масса стрелы с оборудованием; m_x — масса хобота с оборудованием; m_o — масса оттяжки; v_u , v_r , v_o — абсолютные скорости концов стрелы, хобота и оттяжки при изменении вылета соответственно;

$$m_c'' = m_x \left(\frac{R - l_{1x} \cos \alpha_x}{R} \right)^2 + \frac{m_c}{3} \left(\frac{l_c}{R} \right)^2 \cos^2 \varphi_x + \frac{m_o}{3} \left(\frac{l_{от}}{R} \right)^2 \cos^2 \psi_x,$$

где R — вылет; l_{1x} , $l_{от}$, l_c — длины переднего плеча хобота, оттяжки и стрелы; α_x , ψ_x и φ_x — углы наклона переднего плеча хобота, оттяжки и стрелы к горизонтали (считая нижние шарниры оттяжки и стрелы лежащими на оси вращения).

Коэффициент собственной устойчивости (рис. I.6.2)

$$K_2 = G_k [(b - c) - h_1 \sin \gamma] / P_{в.к} h_2 \geq 1,15, \quad (I.6.4)$$

где $P_{в.к}$ — ветровая нагрузка на кран в нерабочем состоянии; остальные обозначения те же, что и в формулах (I.6.1), (I.6.3).

Для кранов с полиспастным механизмом изменения вылета разрешается определять K_2 при установке стрелы в нижнее рабочее положение, если по условиям эксплуатации это допустимо.

При этом обязательна проверка собственной устойчивости крана при наименьшем вылете и ветре рабочего состояния. Коэффициенты устойчивости нужно определять без учета рельсовых захватов. Дополнительные опоры и стабилизаторы при определении K_2 в расчет не вводятся. Заполнение водяных баков, котла и бункеров принимают таким, чтобы оно уменьшало устойчивость крана.

Расчет устойчивости строительных башен-

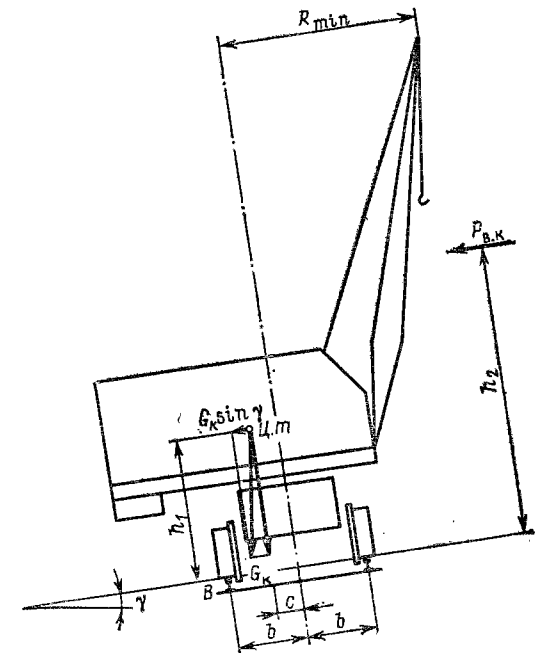


Рис. I.6.2. Расчетная схема собственной устойчивости поворотного крана:
B — ребро опрокидывания

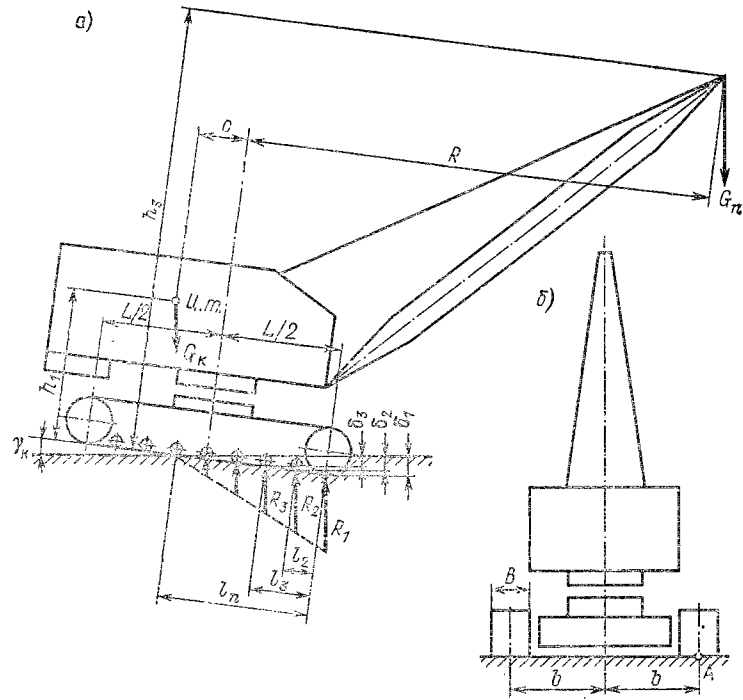


Рис. 1.6.3. Схемы и расчеты продольной (а) и поперечной (б) устойчивости гусеничного крана

ных кранов выполняют по ГОСТ 13994—81. Устойчивость башенных кранов проверяют с грузом (грузовая устойчивость), без груза (собственная устойчивость), при внезапном сбросе груза при монтаже и демонтаже.

Для гусеничных кранов при стреле вдоль гусениц (рис. 1.6.3, а) вес груза G_n , при котором n -е (при отсчете от ребра опрокидывания B) опорные катки отрываются от грунта [54],

$$G_n = -A + \sqrt{A^2 - D}.$$

Здесь $A = \{G_k(h_1 + h_2) + q_0 F [S_2 + (R - 0,5L) S_1]\}/2h_3$; $D = = G_k \{G_k h_1 - q_0 F [(0,5L + c) S_1 - S_2]\}/h_3$, где q_0 — коэффициент жесткости основания (табл. 1.6.1); $F = 2Bt$ — площадь звеньев обеих гусениц шириной B и длиной t , расположенных под n -ми опорными катками;

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= l_n(n-1) - \sum_{i=1}^{n-1} l_i; \\ S_2 &= l_n \sum_{i=1}^{n-1} l_i - \sum_{i=1}^{n-1} l_i^2. \end{aligned} \right\} \quad (1.6.5)$$

1.6.1. Характеристики грунтов

Вид грунта	q_0 , МН/м ² [54]	E_0 , МПа [11]	$[q]$, МПа [0.58]
Грунт очень рыхлый (пльвун, свеженасыпанный песок, мокрая размягченная глина)	1—5	1—2	0,2—0,3
Грунт недоуплотненный (слежавшийся балластный песок, насыпной гравий)	5—50	3—8	0,3—0,5
Грунт почти плотный (плотно слежавшийся песок или гравий, щебень, глина малой влажности)	50—100	6—10	0,6—0,8
Грунт плотный (песчано-глинистый искусственно уплотненный, твердая глина)	100—200	10—20	0,8—1,2
Грунт твердый (мягкая трещиноватая скала, известняк, песчаник, мерзлота)	200—1 000	40—60	—
Грунт скалистый (твердая скала)	1 000—15 000	500—600	—

В вес крана G_k не входит вес нижних ветвей гусениц и других узлов, не удерживающих кран от опрокидывания [0.51]. Принимая различное число n пар работающих катков ($n \geq 2$), находят вес груза G_n и определяют его наибольшее значение при некотором n . В соответствии с работой [0.51] наибольший допустимый вес груза равен $G_{n \max}/K_1''$, где $K_1'' = 1,4$ при проверке грузовой устойчивости без учета уклона основания и дополнительных нагрузок. Для движущегося крана допустимый вес груза рекомендуется определять из системы дифференциальных уравнений [54] при различных вылетах с учетом сил инерции при пуске (торможении) механизма передвижения, отклонения канатов от вертикали и наклона крана. Число пар работающих катков не должно быть менее двух со стороны стрелы (грузовая устойчивость) или противовеса (собственная устойчивость). Расчет продольной устойчивости гусеничного крана при допущении о линейно-непрерывном изменении реакции основания приведен в работах [0.26, 41]. При расчете поперечной устойчивости за ребро опрокидывания принимают ось A опорной поверхности гусеницы (рис. 1.6.3, б) [0.26]. Устойчивости гусеничной машины при передвижении без сползания под уклон и опрокидывания посвящена работа [16].

Есть предложения о корректировке Правил [0.51]. А. И. Дукельский [0.26] предложил при определении момента M_0 учитывать все опрокидывающие нагрузки (в том числе ветровые и инерционные), а при определении момента M_y — вес крана с противовесами. В работе [38] для самоходных стреловых кранов при определении K_1' , K_1'' и K_1''' предложено момент, создаваемый весом

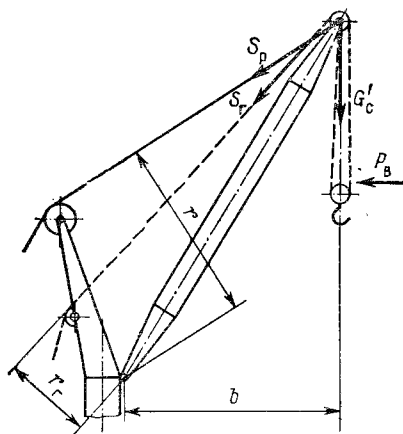


Рис. 1.6.4. Схема к расчету устойчивости стрелы башенного крана против опрокидывания назад

стрелового устройства, исключить из удерживающего момента (числитель) и включить в опрокидывающий момент (знаменатель), а условия устойчивости принять в виде $K_1', K_1'' \geq 1,1$; $K_1''' \geq 1,25$.

Динамическая потеря устойчивости возможна, если к крану, наряду с длительно действующим опрокидывающим моментом $M_o <$

$< M_y$, приложен кратковременный опрокидывающий момент M'_o при аварийном торможении, предельных углах раскачивания груза при неблагоприятном наложении колебаний (ударе об упоры и т. д.). В случае $M_o + M'_o > M_y$ кран начнет поворачиваться вокруг ребра опрокидывания, а удерживающий момент M_y — уменьшаться; кран опрокинется, если его угол поворота успеет достигнуть предельного, отвечающего условию неустойчивого равновесия (когда равнодействующая всех сил, действующих на кран, проходит через ребро опрокидывания).

Динамическая устойчивость кранов описана в работах [О.7, О.14, О.26, О.35, 5, 20, 32, 58]. Вероятность опрокидывания башенного крана как упругодинамической системы при случайных динамических воздействиях определяется в работе [19], пневмоколесного крана — в работе [17]. Анализ норм устойчивости различных стран приведен в работах [О.14, 58].

Для стреловых кранов со стрелой, подвешенной на канатах, при обрыве груза высвобождается потенциальная энергия упругой деформации стрелы, что равносильно внезапному приложению к стреле кратковременного момента, направленного в сторону уменьшения вылета. При малых моментах сил тяжести, действующих на стрелу в сторону увеличения вылета, это может привести к ослаблению канатов, на которых висит стрела, и к ее опрокидыванию назад. Данное явление качественно аналогично динамической потере устойчивости [О.26]. Устойчивость стрел башенных кранов, подвешенных на гибких тягах или полиспастах, проверяют при отсутствии груза и действии ветровой нагрузки в сторону опрокидывания (рис. 1.6.4) по формуле

$$(1 + 3\xi m_{\Pi}) M_{\text{в}} \leq G_c b - S_{r,r} - S_{p,r}$$

где ξ — коэффициент динамичности ветровой нагрузки (для стационарных, самоподъемных и приставных кранов см. табл. 1.2.18,

для свободно стоящих кранов см. п. III.9); m_{Π} — коэффициент пульсации скорости ветра (табл. 1.2.17); $M_{\text{в}}$ — момент от нормативной составляющей ветровой нагрузки на стрелу, крюковую подвеску, грузовой полиспаст и стреловой расчал (п.1.7) относительно оси качания стрелы; G_c — нагрузка от веса стрелы, подвески, грузового полиспаста и стрелового расчала, приведенная к концу стрелы; b — плечо веса G_c относительно оси качания стрелы, определяемое с учетом наклона основания крана; $S_{r,r}$ — момент усилий S_r в грузовых канатах и $S_{p,r}$ — момент усилия S_p в стреловом расчале, определяемого по ГОСТ 13994—81 относительно оси качания стрелы.

Устойчивость козловых кранов и мостовых перегружателей. Устойчивость этих кранов Правилами [О.51] не нормируется. Для козловых кранов [О.1] грузовую устойчивость поперек пути проверяют по условию $M_o = M_{\text{в}} + M_{\text{г}} \leq 1,25 M_y$, где $M_{\text{в}}$ — момент от действующей вдоль крана ветровой нагрузки давлением $q = 125$ Па; $M_{\text{г}}$ — момент от веса груза с грузозахватом; M_y — удерживающий момент от веса крана. Моменты определяют при коэффициентах перегрузки $n = 1,0$ относительно головки подкранового рельса при тележке на консоли более тяжелой опоры (или на каждой из консолей при разной их длине). Проверка грузовой устойчивости не нужна, если длина консолей не более 0,35 пролета, а высота подъема груза не более 13 м. Собственную устойчивость проверяют при ветре нерабочего состояния давлением $q = 700 \div 1000$ Па поперек пути, а при $q > 1000$ Па — также и вдоль пути; условие устойчивости $M_y \geq 1,15 M_{\text{в}}$. В особых случаях допускается учитывать рельсовые захваты и другие крепежные устройства. Учет сил инерции при передвижении тележки (ударе об упор) приведен в работе [5], при передвижении крана — в работе [О.26].

Устойчивость мостовых перегружателей проверяют по условию $M_y \geq 1,15 M_o$ [О.42]:

а) вдоль кранового пути — для перегружателей с тележкой, передвигающейся по нижнему поясу моста, при опрокидывающем моменте M_o , создаваемом ветровой нагрузкой рабочего состояния и силами инерции при разгоне (торможении) перегружателя без груза, и удерживающем моменте M_y , создаваемом весом перегружателя без груза; моменты определяют относительно оси шарнира опоры крана (главного балансира) [О.42];

б) вдоль кранового пути — для перегружателя со стреловым грейферным краном, передвигающимся по верхнему поясу моста, развернутым в сторону опрокидывания, при опрокидывающем моменте M_o , создаваемом ветровой нагрузкой рабочего состояния на перегружатель (без стрелового крана), и удерживающем моменте M_y , создаваемом весом перегружателя и нагрузками от ходовых колес стрелового крана, вызываемыми его весом, весом груженого грейфера, силами инерции при работе механизма подъема грейфера и ветровой нагрузкой на стреловой кран; мо-

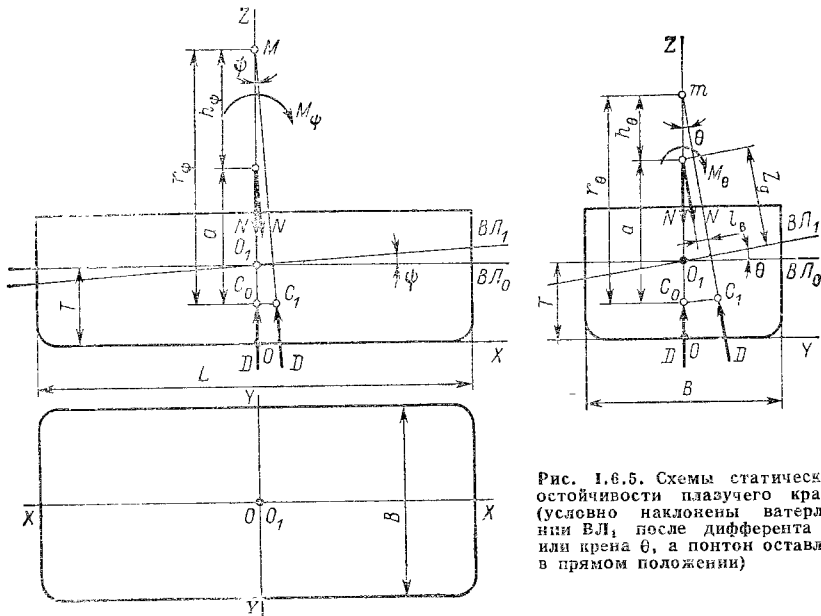


Рис. 1.6.5. Схемы статической устойчивости плавучего крана (условно наклонены ватерлинии $ВЛ_1$ после дифферента ψ или крена θ , а понтон оставлен в прямом положении)

менты определяют относительно оси шарнира опоры крана (главного балансира) [О.42];

в) поперек кранового пути — для перегружателя с тележкой, стоящей на наиболее нагруженной консоли, при опрокидывающем моменте M_0 , создаваемом ветровой нагрузкой рабочего состояния на перегружатель, весом тележки с грузом, инерцией при работе механизма подъема грейфера, и удерживающем моменте M_y , создаваемом весом перегружателя; моменты определяют относительно головки подкранового рельса;

г) поперек кранового пути — для перегружателя со стреловым краном, стоящим на наиболее нагруженной консоли и развернутым вдоль моста в сторону опрокидывания, при опрокидывающем моменте M_0 , создаваемом ветровой нагрузкой рабочего состояния на перегружатель и на стреловой кран, весом стрелового крана, весом погрузочного устройства конвейера и силами инерции при торможении (разгоне) стрелового крана, и удерживающем моменте M_y , создаваемом весом перегружателя (без погрузочного устройства и стрелового крана); моменты определяют относительно головки подкранового рельса [О.42].

Устойчивость перегружателей проверяют также при ветре нерабочего состояния.

Остойчивость плавучих кранов. Остойчивость — способность судна возвращаться в исходное положение после прекращения действия сил, вызывающих его наклонение.

Понтон (рис. 1.6.5), нагруженный вертикальными силами, имеющими равнодействующую N , не получает наклонений, если N

действует по одной вертикали OZ с архимедовой силой D , приложенной в центре тяжести вытесненного объема воды (центре величины) C_0 . Вертикаль OZ есть линия пересечения диаметральной плоскости ZOX понтона с его миделевой плоскостью ZOY .

При статическом приложении к крану дифферентующего (продольного) момента M_ψ или кренящего (поперечного) момента M_θ (рис. 1.6.5) судно получает дифферент на угол ψ или крен на угол θ . Приложение моментов считается статическим, если оно происходит за время, не менее чем в 3 раза большее периода колебаний понтона при килевой τ_k или бортовой τ_b качке; выражение для τ_b приведено в работе [6]; для отечественных кранов грузоподъемностью 50—300 т экспериментальные значения $\tau_b = 5,1 \div 7,6$ с [6].

При равнообъемном наклонении (без изменения объема подводной части) исходная $ВЛ_0$ и конечная (действующая) $ВЛ_1$ ватерлинии (линии пересечения поверхности корпуса понтона с горизонтальной плоскостью спокойной воды) пересекаются по линии, проходящей через центр тяжести O_1 их площадей. Это условие (теорема Эйлера [27]) справедливо при любых наклонениях прямобортных понтов, когда $ВЛ_1$ не выходит за пределы вертикальных бортов, и при наклонении непрямобортных понтов на углы до $10-15^\circ$. При статическом наклонении центр величины смещается из точки C_0 в точку C_1 по кривой C_0C_1 , центр кривизны которой называется продольным (при дифференте) или поперечным (при крене) метацентром (M или m). При углах ψ и θ до $10-15^\circ$ ($\sin \psi \approx \psi$, $\sin \theta \approx \theta$) траектории C_0C_1 можно считать дугами окружности; тогда положения метацентров на оси OZ являются неизменными и не зависят от значений ψ и θ . Продольный r_ψ или поперечный r_θ метацентрические радиусы равны [О.26, 27]:

$$r_\psi = J_y/V; \quad r_\theta = J_x/V, \quad (1.6.6)$$

где J_x , J_y — моменты инерции площади начальной ватерлинии $ВЛ_0$ относительно осей наклонения понтона, проходящих через O_1 и параллельных OX или OY . Для прямоугольного понтона $V = BLT$, где осадка с грузом $T = (G_0 + G_k + G)/(pgBL)$; G_0 — вес понтона; G_k — вес верхнего строения крана; G — вес груза; ρ — плотность воды; g — ускорение свободного падения; метацентрические радиусы равны [О.26, 27]:

$$r_\theta = B^2/(12T); \quad r_\psi = L^2/(12T). \quad (1.6.7)$$

Для понтов других форм $r_\theta = \alpha^2 B^2/(11,4T\delta)$; $r_\psi = \alpha^2 L^2/(14T\delta)$, где α — коэффициент полноты ватерлинии (отношение площади ватерлинии к площади BL описанного вокруг нее прямоугольника); δ — коэффициент полноты водоизмещения (отношение объема подводной части к объему BLT описанного вокруг нее параллелепипеда) [27].

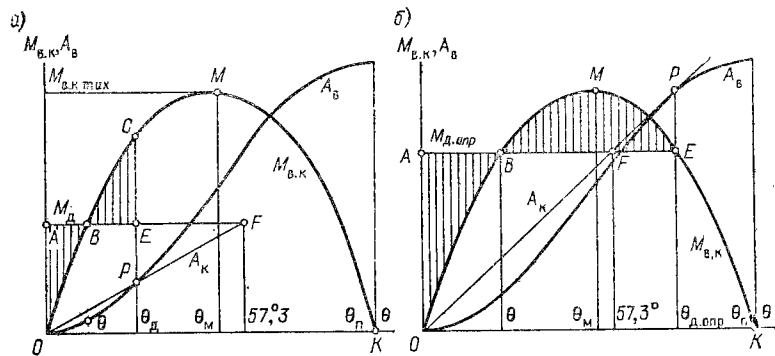


Рис. 1.6.6. Диаграммы статической $M_{в.к}$ (θ) и динамической A_B (θ) остойчивости плавучего крана

Кренящий и дифференцирующий моменты принимают значения M_θ и M_ψ в зависимости от расположения стрелы по вылету и углу вращения, веса полезного груза, ветровых нагрузок, наличия балласта и дополнительных грузов на палубе и т. д. и вычисляются соответственно относительно осей, параллельных OX и OY и проходящих через центр тяжести O_1 ватерлинии.

Для крана с грузом архимедова сила $D = G_0 + G_k + G$ и приложена в точке C_1 . Статические углы наклона равны [0.26, 27]:

$$\theta = M_\theta / (Dh_\theta); \quad \psi = M_\psi / (Dh_\psi), \quad (1.6.8)$$

где $h_\theta = r_\theta - a$; $h_\psi = r_\psi - a$ — начальные метацентрические высоты (при прямом положении понтона, имеющего осадку T); a — разность аппликат общего центра тяжести крана (с понтоном и грузом) и центра величины.

Восстанавливающие моменты при крене и дифференте:

$$M_{в.к} = Dh_\theta \sin \theta \approx Dh_\theta \theta = M_\theta; \quad M_{н.д} = Dh_\psi \sin \psi \approx Dh_\psi \psi = M_\psi. \quad (1.6.9)$$

При углах крена, больших 15° , формула (1.6.9) неприменима, а восстанавливающий момент $M_{в.к}$ в зависимости от угла θ изменяется по диаграмме статической остойчивости (рис. 1.6.6) [0.47, 27]. При постепенном возрастании кренящего момента до значения, равного максимальному значению восстанавливающего момента $M_{в.к \max}$ на диаграмме, угол крена достигает θ_m , и кран будет неустойчивым, так как любое случайное наклонение в сторону крена приведет к опрокидыванию. Приложение кренящих моментов $M_\theta > M_{в.к \max}$ недопустимо. Точка K (закат диаграммы) характеризует предельный угол крена θ_n , при превышении которого $M_{в.к} < 0$ и кран опрокидывается [27]. Диаграмма статической остойчивости [42, 43] входит в обязатель-

ную документацию крана; ее построение по чертежу понтона либо по приближенным формулам приведено в работе [27].

При внезапном (или за время, меньшее периода качки) приложении к ненаклоненному понтону динамического момента M_d (рис. 1.6.6, а), остающегося в дальнейшем постоянным, в начальный период крена $M_d > M_{н.к}$ и судно будет крениться с ускорением, накапливая кинетическую энергию. Дойдя до угла статического крена θ (точка B), судно будет крениться дальше до угла динамического крена θ_d , когда запас кинетической энергии израсходуется на преодоление работы восстанавливающего момента (точка C , отвечающая равенству площадей OAB и CBE). При $\theta_d \leq 10 \div 15^\circ$ (рис. 1.6.6, а) можно считать $\theta_d = 2\theta$ (с учетом сопротивления воды $\theta_d = 2\xi\theta$, где ξ — коэффициент затухания, $\xi = 0,6 \div 0,7$ [0.58]); при наличии начального угла крена $\pm\theta_0$ угол динамического крена $\theta_d = \pm\theta_0 + 2\theta$. Опрокидывающий динамический момент $M_{д.опр}$ и угол опрокидывания $\theta_{д.опр}$ определяют, найдя прямую ABE , отсекающую на диаграмме статической остойчивости равные площади OAB и BME (рис. 1.6.6, б).

Диаграмма динамической остойчивости (рис. 1.6.6, а, б) — это график зависимости работы восстанавливающего момента

$$A_B = D \int_0^\theta l_B d\theta \text{ от угла крена } (l_B \text{ — плечо восстанавливающего}$$

момента при крене, см. рис. 1.6.5); она является интегральной кривой по отношению к диаграмме статической остойчивости;

$$\text{величина } d_B = A_B / D = \int_0^\theta l_B d\theta \text{ называется плечом динамиче-}$$

ской остойчивости [0.47, 27]. Работа кренящего момента $A_k = M_d \theta_d = D d_k$, где $d_k = A_k / D = M_d \theta_d / D$ — удельная работа кренящего момента. График $A_k(\theta_d)$ есть прямая OF , проходящая через точки O и F (1 рад, M_d); точка P пересечения (рис. 1.6.6, а) или касания (б) диаграммы динамической остойчивости с прямой OF определяет угол динамического крена θ_d (а) или угол опрокидывания при динамическом крене $\theta_{д.опр}$ (б).

Для кранов, подведомственных Речному Регистру РСФСР, остойчивость проверяют [43] при наиболее неблагоприятном рабочем состоянии с 10 %-ными запасами (топлива, воды и т. п.) при динамической ветровой нагрузке. Должно быть выполнено условие [27, 43]

$$M_B \leq [M_\theta], \quad (1.6.10)$$

где M_B — кренящий момент от давления ветра; определение ветровой нагрузки по нормам [43] имеет свою специфику, не приведенную в ГОСТ 1451—77*; $[M_\theta]$ — предельно допустимый кренящий момент, кН·м, определяемый по формуле [27, 43]

$$[M_\theta] = 0,0087 Dh_\theta (\theta_{\text{дом}} - \theta_0),$$

где D — архимедова сила, численно равная весу крана с грузом, кН; h_0 — поперечная метацентрическая высота, м; θ_0 — угол крена, °, от стрелы с грузом, развернутой на борт в плоскости, параллельной ZOY (рис. 1.6.5), в сторону действия кренящего момента от динамической ветровой нагрузки; $\theta_{\text{доп}}$ — предельно допустимый угол крена, в качестве которого принимают наименьший из следующих углов: 6° угла входа палубы в воду; угла, определенного по ватерлинии, проходящей на 75 мм ниже кромок открытых отверстий; наибольшего угла, указанного в технических условиях на эксплуатацию крана. Полноповоротные краны кроме выполнения условия (1.6.10) должны при всех возможных вылетах стрелы с грузом иметь угол $\theta \leq 3,5^\circ$ [43].

Для кранов, подведомственных Регистру СССР, остойчивость проверяют [42] с полным грузом на крюке при максимальном грузомомменте; без груза на крюке при самом высоком положении стрелы; при обрыве груза. В первых двух случаях учитывают следующие состояния крана: с полным грузом и с полными запасами; с полным грузом и 10 %-ными запасами; без груза и с полными запасами; без груза с 10 %-ными запасами. Положение стрелы поворотного крана принимают в плоскости, перпендикулярной к диаметральной плоскости ZOX . У неповоротных кранов со стрелой, расположенной в плоскости ZOX , учитывают возможную несимметричность нагрузки на крюках, если она допускается конструкцией крана. Расчетное положение центра тяжести груза принимают в точке его подвеса к стреле. Обоснование норм Регистра СССР по расчету остойчивости дано в работе [36].

Для крана в рабочем состоянии угол крена от совместного действия начального кренящего момента, статической ветровой нагрузки и качки не должен превышать угла, указанного в технических условиях на поставку крана; или угла, при котором кромка палубы входит в воду или продольная кромка днища выходит из воды; или 8° для кранов, предназначенных для работы на волнении, и 6° для кранов, не предназначенных для работы на волнении. Максимальное плечо $l_{в \text{ max}} = M_{в. к \text{ max}} / D$ диаграммы статической остойчивости не должно быть менее 1 м при угле крена не менее 14° , а предельный угол (точка K заката диаграммы, рис. 1.6.6) — не менее 25° . Угол крена вычисляют по формуле

$$\theta = \theta_0 + \theta_{в} + \theta_{б \text{ max}}, \quad (1.6.11)$$

где θ_0 — угол крена от начального кренящего момента, вызываемого весовыми нагрузками; $\theta_{в}$ — угол крена от статического действия ветра; $\theta_{б \text{ max}}$ — амплитуда угла крена при бортовой качке. Составляющие углов крена вычисляют по формулам вида (1.6.8).

Ветровая нагрузка по нормам [42] для плавучих кранов принимается большей, чем по ГОСТ 1451—77* [36]. Амплитуду бортовой качки крана (в градусах) вычисляют по формуле

$$\theta_{б \text{ max}} = X_{1,2} X_3 Y + \Delta\theta_{б}. \quad (1.6.12)$$

1.6.2. Коэффициент $X_{1,2}$ [42]

$B/\delta T$		9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	13,0	14,0
$X_{1,2}$	$\frac{h_{3\%}}{\sqrt{\delta BT}} \geq 0,50$	1,48	1,38	1,29	1,23	1,17	1,13	1,09	1,03	0,99
	$\frac{h_{3\%}}{\sqrt{\delta BT}} \leq 0,25$	1,98	1,83	1,68	1,54	1,42	1,31	1,22	1,08	0,97

Примечание. Промежуточные значения $X_{1,2}$ определяют линейной интерполяцией.

Коэффициент $X_{1,2}$ (табл. 1.6.2) учитывает влияние формы корпуса и силы волнения. Коэффициент X_3 (рис. 1.6.7) учитывает влияние собственной частоты колебаний и силы волнения и принимается в зависимости от $F = n \sqrt{\delta B T h_0^3} / B$ ($n = 0,414$ для крана со стрелой, развернутой параллельно диаметральной плоскости ZOX ; $n = 0,331$ для крана со стрелой, развернутой перпендикулярно к плоскости ZOX ; h_0 — начальная метацентрическая высота, м). Значения Y даны в табл. 1.6.3. В формуле (1.6.12) слагаемое $\Delta\theta_{б}$ учитывает влияние возвышения центра масс над ватерлинией и равно

$$\Delta\theta_{б} = \frac{68 h_{3\%} F}{\sqrt{\delta B T}} \left[\frac{z_{д} - T}{\sqrt{\delta B T}} - 0,41 \left(\frac{B}{\sqrt{\delta B T}} - 2,1 \right) \right].$$

Высоту $h_{3\%}$ волны 3 %-ной обеспеченности принимают в соответствии с интенсивностью волнения, при котором допускается работа крана. Значения $h_{3\%}$ в зависимости от балльности волнения приведены в табл. 1.2.26, значения $h_{3\%}$ при переходе и перегоне крана даны в работе [42]. Анализ формулы (1.6.12) приведен в работе [21].

При обрыве груза [42] опрокидывающий момент $M_{д.обр}$, определяемый с учетом совместного действия обрыва груза и качки, должен быть не менее чем в 2 раза больше кренящего момента от давления ветра $M_{в}$. Угол динамического крена от совместного действия обрыва груза, ветра и качки должен быть хотя бы на 1° меньше угла крена, при котором вода поступает во внутренние помещения через открытые отверстия (угла заливания). Опрокидывающий момент и угол дина-

1.6.3. Величина Y [42]

F	$Y, ^\circ$	F	$Y, ^\circ$
0,14	34,2	0,20	20,4
0,15	32,4	0,21	18,7
0,16	30,1	0,22	17,0
0,17	27,3	0,23	15,5
0,18	24,8	0,24	14,3
0,19	22,6		

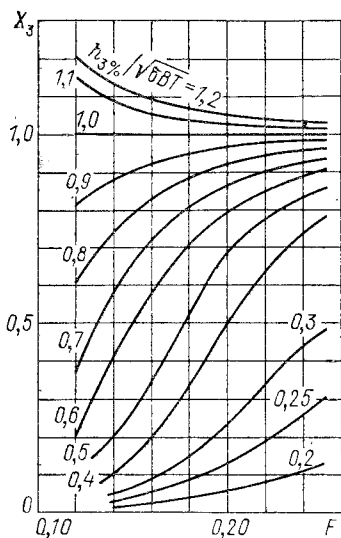
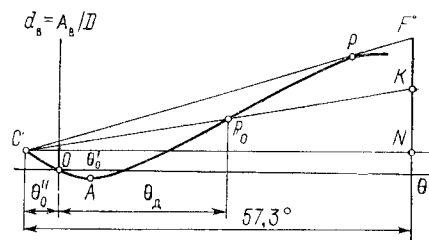


Рис. 1.6.7. Графики значений коэффициента X_z в формуле (1.6.12)

Рис. 1.6.8. Диаграмма динамической устойчивости плавучего крана при обрыве груза



мического крана в рабочем состоянии при обрыве груза определяют по диаграмме динамической устойчивости $d_b(\theta)$, построенной для рассматриваемого варианта нагрузки, но без груза на крюке (рис. 1.6.8). Исходный угол крана (точка C) $\theta_0'' = \theta_{\sigma \max} + \theta_0 - \theta_b$, где $\theta_{\sigma \max}$ — амплитуда бортовой качки; θ_0 — угол статического крана при подъеме груза; θ_b — угол статического крана от давления ветра.

Если центр тяжести крана после обрыва груза не совпадает с диаметральной плоскостью, то учитывают угол крана θ_0' из-за несимметричности нагрузки. Проводится прямая CPF , касающаяся диаграммы в точке P . Вертикаль NKF отвечает углу крана $CN = 57,3^\circ$. Отрезок $NK = M_b/D$, где M_b — кренящий момент от действия ветра. Точка P_0 пересечения прямой CK с диаграммой определяет угол динамического крана θ_d при обрыве груза; опрокидывающий момент $M_{д.обр} = \overline{NF} \cdot D$. Учет сопротивления воды рассмотрен в работе [42].

Проверку устойчивости крана при переходе, перегоне, в нерабочем состоянии; определение опрокидывающего момента в походном состоянии и максимального восстанавливающего момента в нерабочем состоянии можно найти в работе [42].

1.23. Нагрузки на опоры рельсового хода

Поворотные краны. При четырехопорной системе нагрузки на опоры R_A, R_B, R_C, R_D от действия веса G_1 поворотной части с грузом, приложенного в общем центре тяжести E_1 , веса G_2 неповоротной части, приложенного в ее центре тяжести E_2 , и момента горизонтальных сил M_H при обозначениях по рис. 1.6.9, a и линейной податливости пути определяют по выражениям:

$$R_{A(B)} = \frac{G_1}{4} \left(1 - \frac{t_1}{b}\right) + \frac{G_2}{4} \left(1 - \frac{t_2}{b}\right) + (-) \frac{M_x}{4a} - \frac{M_y}{4b} - (+) \frac{h}{k_0};$$

$$R_{C(D)} = \frac{G_1}{4} \left(1 + \frac{t_1}{b}\right) + \frac{G_2}{4} \left(1 + \frac{t_2}{b}\right) - (+) \frac{M_x}{4a} + \frac{M_y}{4b} - (+) \frac{h}{k_0},$$

(1.6.13) а)

где

$$M_x = G_1 e \sin \rho + M_{Hx};$$

$$M_y = G_1 e \cos \rho + M_{Hy};$$

(1.6.14)

h/k_0 — дополнительная нагрузка, вызванная погрешностями пути и опорной части крана.

Здесь M_{Hx} и M_{Hy} — составляющие момента M_H в плоскостях, параллельных $x-x$ и $y-y$; $h = h_n + h_k$ — суммарная погрешность пути h_n и опорной части крана h_k , равная высоте подъема (рис. 1.6.10) одной опоры над рельсом при ненагруженной конструкции, когда три другие опоры касаются рельсов; $k_0 = k_k + k_n$ — сумма коэффициентов податливости опорной части крана k_k и пути k_n .

Момент M_H вызывается ветровой нагрузкой, отклонением канатов от вертикали (п. III, 8), горизонтальными силами инерции, составляющей веса крана, возникающей от продольного или попереч-

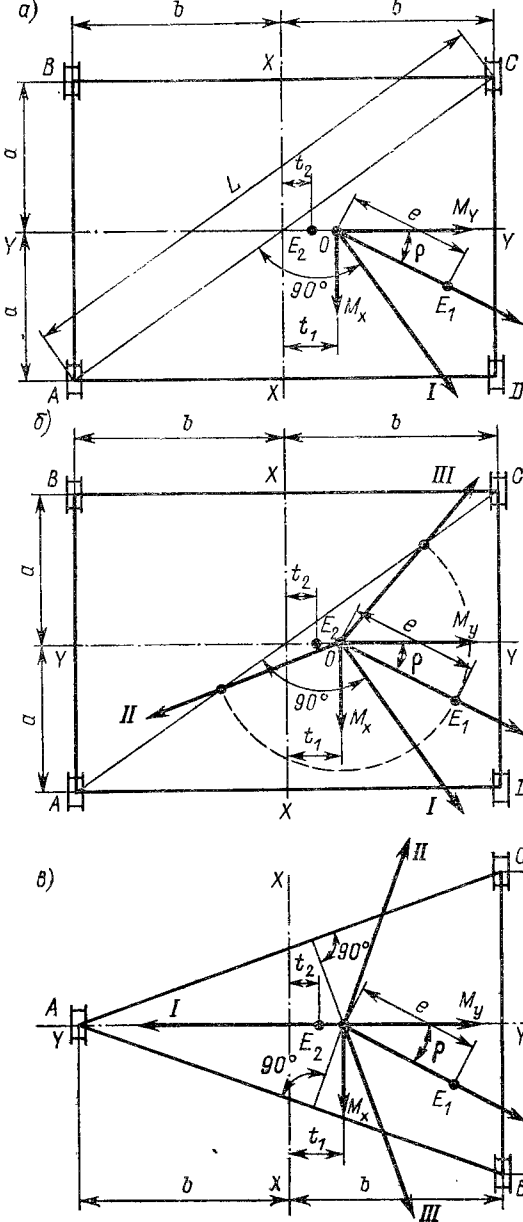


Рис. 1.6.9. Схемы к расчету вертикальных нагрузок на опоры четырехопорного крана при опирании на четыре опоры (а); при отрыве опоры В (б) и трехопорного (в) крана

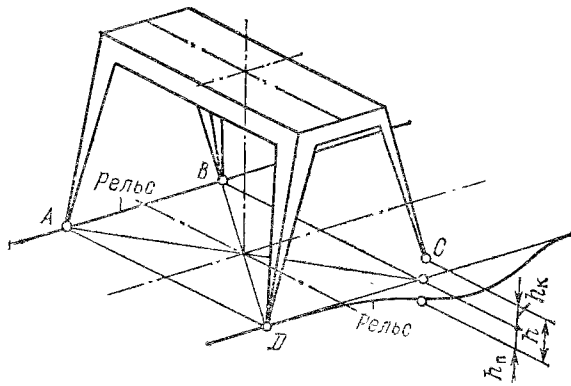


Рис. 1.6.10. Схема опирания четырехопорного крана

ного наклона пути. В формуле (1.6.13) знаки минус перед членом h/k_0 для опор A и C и знаки плюс для опор B и D соответствуют случаю, когда суммарная погрешность (зазор) h образуется под опорой C (или A); при зазоре под опорой B (или D) эти

знаки изменяются на противоположные.

Для наиболее нагруженной опоры $R_D = R_{D \max}$ при положении стрелы I перпендикулярно к диагонали опорного контура (см. рис. 1.6.9, а) ($\rho = \rho_0 = \arctg b/a$) и при зазоре под опорой C (или A)

$$R_{D \max} = \frac{G_1}{4} \left(1 + \frac{t_1}{b} + \frac{eL}{2ab} \right) + \frac{G_2}{4} \left(1 + \frac{t_2}{b} \right) + \frac{M_{Hx}}{4a} + \frac{M_{Hy}}{4b} + \frac{h}{k_0} \quad (1.6.15)$$

и для наименее загруженной опоры $R_B = R_{B \min}$ при $\rho = \rho_0$ и зазоре под опорой B (или D)

$$R_{B \min} = \frac{G_1}{4} \left(1 - \frac{t_1}{b} - \frac{eL}{2ab} \right) + \frac{G_2}{4} \left(1 - \frac{t_2}{b} \right) - \frac{M_{Hx}}{4a} - \frac{4M_{Hy}}{4b} - \frac{h}{k_0}, \quad (1.6.16)$$

где L — длина диагонали опорного контура.

Погрешность пути h_n зависит от вертикальных допусков на их укладку и допустимых отклонений при эксплуатации (см. разд. III, гл. 6). Погрешность опорной части крана складывается из неточностей изготовления металлоконструкции и биения ходовых колес, которое можно принимать до 1% по диаметру с учетом износа [О.58]. Коэффициент податливости $k_0 = 1/c_n + 1/c_k$, где c_n и c_k — коэффициенты жесткости пути и опорной части крана. Значения c_n приведены в разд. III, гл. 6.

Податливость опорной части крана зависит от ее конструкции и типа ходовых частей; она значительно увеличивается при подпрессоренных ходовых частях и расположении их на гибких консолях ходовых балок. Значение c_k определяется в разд. III, п. 8, а также в работах [О.58, 1].

Если одна из опор (B) оторвалась от пути (см. рис. 1.6.9, б), то при опирании на оставшиеся три опоры нагрузки на опоры равны:

$$\left. \begin{aligned} R_A &= G_1(1 - t_1/b)/2 + G_2(1 - t_2/b)/2 - M_y/(2b); \\ R_C &= (G_1 + G_2)/2 - M_x/(2a); \\ R_D &= G_1 t_1/(2b) + G_2 t_2/(2b) + M_x/(2a) + M_y/(2b), \end{aligned} \right\} \quad (1.6.17)$$

где M_x и M_y определяют по формуле (1.6.14). Наибольшие нагрузки на опоры возникнут при положениях стрелы I ($R_{D \max}$), II ($R_{A \max}$) и III ($R_{C \max}$).

Для статически определимой трехопорной рамы (рис. 1.6.9, в)

$$\left. \begin{aligned} R_A &= G_1(1 - t_1/b)/2 + G_2(1 - t_2/b)/2 - M_y/(2b); \\ R_{B(C)} &= G_1(1 + t_1/b)/4 + G_2(1 + t_2/b)/4 + (-) M_x/(2a) + M_y/(4b), \end{aligned} \right\} \quad (1.6.18)$$

где M_x и M_y определяют по формуле (1.6.14). Наибольшие нагрузки на опоры возникнут при положениях стрелы I ($R_{A \max}$), II ($R_{C \max}$) и III ($R_{B \max}$).

Если ось вращения смещена не поперек, а вдоль пути (по оси $x-x$), выражения (1.6.13), (1.6.17) и (1.6.18) остаются в силе, но за $2b$ принимают базу крана, а за $2a$ — ширину колес.

Горизонтальные нагрузки на опоры определяются в п. III.8. Составляющие горизонтальных нагрузок вдоль пути в рабочем состоянии ограничены силой сцепления приводных колес с рельсами. В нерабочем состоянии при наличии противоугольного устройства горизонтальная нагрузка на опору вдоль пути равна ветровой нагрузке. О нагрузках на опоры поворотных кранов см. также работы [О.21, О.26, О.47, 1, 61].

Мостовые и козловые краны, мостовые перегружатели. Нагрузки на опоры грузовых тележек с поворотной стрелой определяют по формуле (1.6.13). В тележках с жестким подвесом груза (рис. 1.6.11) следует учесть момент от горизонтальных сил инерции F_n массы тележки с грузом при торможении моста F'_n и тележки F''_n [О.47]. Нагрузки на опоры моста в общем случае равны $R = R' + R''$, где R' — нагрузка от тележки, которую для тележки с поворотной стрелой определяют по формуле (1.6.13)

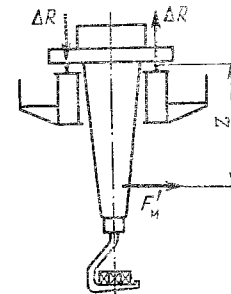


Рис. 1.6.11. Схемы к расчету нагрузок на опоры тележки при жестком подвесе груза

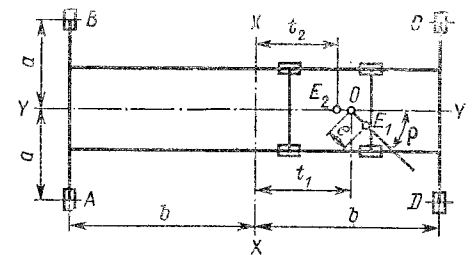


Рис. 1.6.12. Схемы к расчету нагрузок на опоры моста от тележки с поворотной стрелой: O — ось вращения стрелы; E1 — центр тяжести поворотной части тележки с грузом; E2 — центр тяжести ходовой части тележки

при обозначениях по рис. 1.6.12 и без учета погрешностей пути и тележки; R'' — нагрузка от веса моста и действующих на него ветровой нагрузки и горизонтальных сил инерции при торможении моста или тележки.

Горизонтальные поперечные нагрузки для расчета ходовых частей по II случаю нагрузок можно принимать по данным завода ПТО им. С. М. Кирова для групп режима работы (см. табл. 1.2.8) 1К—3К — 10 %, групп 4К, 5К — 15, групп 6К, 7К — 20 и группы режима работы 8К — 25 % от вертикальных нагрузок (без учета коэффициентов толчков), а для расчета по I случаю нагрузок (в том числе подшипников) при всех группах режима работы — 10 %. Расчет нагрузок на опоры козловых кранов [О.1] и мостовых перегружателей [О.42] приведен в п. III.7.

Расчетные значения вертикальных нагрузок на ходовые части кранов определяют с учетом коэффициента толчков k_T (п. III.8). При расчете по I случаю нагрузок берут эквивалентные значения нагрузок на опоры без учета ветровой нагрузки. Для мостовых и козловых кранов и мостовых перегружателей можно в среднем считать расположение тележки на расстоянии 1/4 пролета от опоры при отсутствии консолей и над опорой — при наличии консолей. Для поворотных кранов можно считать среднюю нагрузку в размере 75 % от максимальной нагрузки на опору [О.58]. Статистические характеристики эксплуатационных распределений нагрузок на опоры порталных грейферных кранов приведены в работе [34]. У кранов с балансирными ходовыми тележками следует учесть неравномерность нагружения колес при приложении горизонтальной силы к опорному шарниру балансира.

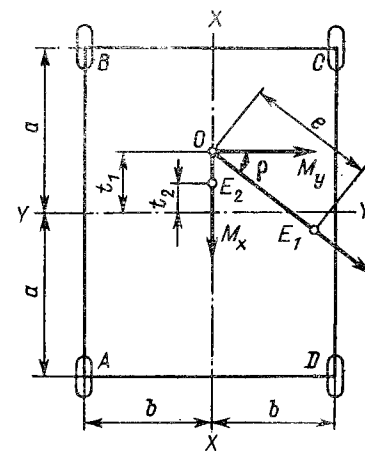
1.24. Нагрузки на опоры безрельсового хода

Для автомобильных и пневмоколесных кранов с подрессоренными колесами или балансирной подвеской местные неровности пути не учитывают [О.58].

Для четырехколесных кранов (рис. 1.6.13) при жесткой ходовой раме нагрузки на опоры R_A, R_B, R_C, R_D от веса G_1 поворотной части с грузом, приложенного в общем центре тяжести E_1 , веса неповоротной части G_2 , приложенного в центре тяжести E_2 , и момента M_H горизонтальных сил определяют по формулам:

$$\left. \begin{aligned} R_{A(D)} &= \frac{G_1}{4} \left(1 - \frac{t_1}{a}\right) + \frac{G_2}{4} \left(1 - \frac{t_2}{a}\right) + \\ &+ \frac{M_x}{4a} - (+) \frac{M_y}{2b} \frac{c_n}{(c_3 + c_n)}; \\ R_{B(C)} &= \frac{G_1}{4} \left(1 + \frac{t_1}{a}\right) + \frac{G_2}{4} \left(1 + \frac{t_2}{a}\right) - \\ &- \frac{M_x}{4a} - (+) \frac{M_y}{2b} \frac{c_3}{(c_3 + c_n)}. \end{aligned} \right\} \quad (1.6.19)$$

Рис. 1.6.13. Схема к расчету нагрузок на опоры автомобильного или пневмоколесного крана



Здесь M_x и M_y — (1.6.14), причем момент M_H вызывается составляющими веса крана при уклоне пути и дополнительном наклоне крана вследствие податливости грунта и опор (шин и рессор), ветром рабочего состояния, силами инерции масс груза и крана при разгоне (на подъем по уклону) или торможении (на спуске); при криволинейном движении на пути с поперечным уклоном дополнительно учитывают составляющие центробежных сил [О.58].

В формулах (1.6.19) c_3 и c_n — вертикальные жесткости заднего (B, C) и переднего (A, D) мостов, МН/м, определяемые по формулам: $1/c_3 = 1/c_{p.з} + 1/c_{ш} + 1/c_0$; $1/c_n = 1/c_{p.п} + 1/c_{ш} + 1/c_0$, где $c_{p.з}$ и $c_{p.п}$ — жесткость рессор заднего или переднего мостов, МН/м (табл. 1.6.4); при выключенных рессорах $1/c_{p.з} = 0$; $c_{ш}$ — жесткость шин; c_0 — жесткость основания (грунта), МН/м.

Жесткости $c_{ш}$ некоторых моделей шин по ГОСТ 8430—76 (т. 2, п. VI.10) приведены на рис. 1.6.14 [53]; см. также [46]; жесткость $c_{ш}$ практически линейно зависит от давления p воздуха в шине [46, 53]. Осадка шины y на твердом основании под нагрузкой R приблизительно равна $y \approx 0,3R/p \sqrt{D_1 B}$, т. е. $c_{ш} = R/y = 3,3p \sqrt{D_1 B}$ (МН/м) при p (МПа), наружном диаметре D_1 и ширине B шины (м) [О.26, 41]. Наибольшая осадка y_{max} шины под допустимой нагрузкой $[R]$ равна $y_{max} = (0,050 \div 0,075) \times (D_1 - D_2)$ где D_2 — внутренний диаметр шины [11, 46, 53].

Жесткость грунта $c_0 = q_0 F$, МН/м, где q_0 — коэффициент жесткости грунта, МН/м³ (см. табл. 1.6.1); F — площадь контакта шины с основанием; для шин ГОСТ 8430—76, наружная поверхность которых близка к цилиндрической, $F = 2B \sqrt{D_1 y} = 2B \sqrt{D_1 R/c_{ш}}$, м², где R — нагрузка на шину, МН; $c_{ш}$ — жесткость шины, МН/м (см. рис. 1.6.14).

Среднее контактное давление податливой пневмошины на твердое основание по площади F приблизительно равно давлению p воздуха в шине [11, 53]. При работе на мягких грунтах, деформация которых много больше деформации шины, контактное давление (МПа) $q = \sqrt{2RE_0/B D_1}$, где E_0 — модуль деформации грунта (см. табл. 1.6.1), МПа; R — нагрузка на шину, МН; B и D_1 — ширина и диаметр шины, м [11]. С учетом упругих свойств шины и грунта наибольшее контактное давление (МПа) равно

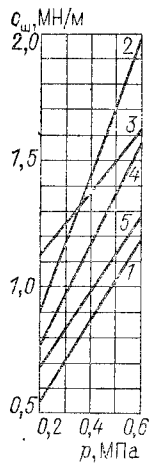


Рис. 1.6.14. Коэффициенты жесткости $c_{ш}$ для моделей пневмошин [53]:
 1 — 18,00—25 (500—635)РМ (Ф27, ВФ-76В); 2 — 18,00—25(500—635); (Ф56, ВФ-76В); 3 — 21,00—33 (570—838) (ВФ-166А); 4 — 21,00—33 (570—838)РТ (ВФ-166А, ВФ-166В); 5 — 21,00—33 (570—838)РМ (ВФ-166А)

$q = \sqrt{2R/B\pi^2 D_1 (\theta_1 + \theta_2)}$, где θ_1 — коэффициент упругости грунта, $\theta_1 = 0,405/E_0$, 1/МПа; θ_2 — коэффициент упругости шины, $\theta_2 = 0,055 \sqrt{R \sqrt{D_1 B} / (\rho^3 B D_1^2)}$, 1/МПа [11]; определение контактных давлений рассмотрено также в работе [46]. Допускаемые давления $[q]$ на грунты даны в табл. 1.6.1. Давления на аутригеры определяют аналогично давлениям на колеса.

О распределении нагрузок от момента M_y , действующего поперек шасси, между опорами переднего и заднего мостов с учетом крутильной жесткости элементов ходовой рамы говорится в работах [5, 8]. Нагрузки многоопорных кранов рассматриваются в работах [33, 57]. Давлениям на опоры пневмоколесных кранов посвящены также работы [10, 18, 59, 60].

Для гусеничных кранов рассматривают те же расчетные случаи, что и для пневмоколесных. Силы инерции при передвижении крана обычно не учитывают [0.58]. Если деформация грунта пропорциональна давлению, а опорные катки расположены с малым шагом, то при произвольном значении угла ρ (рис. 1.6.15, а) наибольшее давление под наиболее нагруженной гусеницей (при контакте по всей опорной поверхности) равно [0.14]

$$q_{\max} = [0,5(G_1 + G_2) + 3M_x/L + M_y/(2b)]/(BL) \leq [q], \quad (1.6.20)$$

где G_1 — сила тяжести поворотной части, приложенная на оси E_1 ; G_2 — сила тяжести неповоротной части, приложенная на оси вращения E_2 ; M_x и M_y — (1.6.14). Величина q_{\max} имеет максимум при $\tan \rho = L/6b$ [0.14]. При расположении крана вдоль гусениц

1.6.4. Жесткости рессор c_p некоторых автомобильных шасси [5]

Рессора	Значения c_p МН/м для автомобилей				
	ГАЗ 53-А	ЗИЛ-130	МАЗ-500	КрАЗ-257К	Урал-375
Передняя	0,078	0,129	0,165	0,255	0,165
Задняя основная	0,136	0,212	0,250	0,946	0,442
Задняя дополнительная	0,161	0,218	0,175	—	—

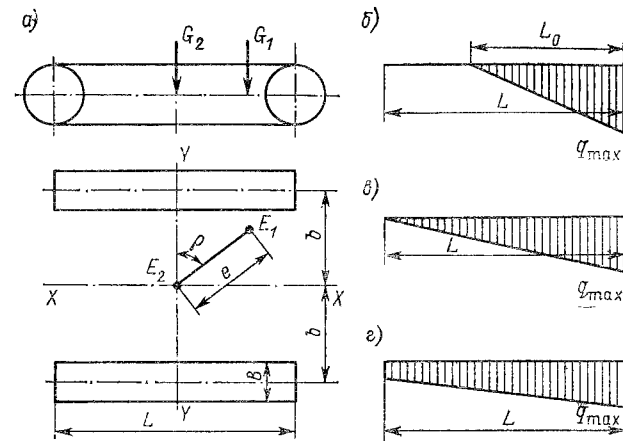


Рис. 1.6.15. К расчету нагрузок на опоры гусеничного крана: а — схема гусеничного хода; б, в, г — эпюры давлений при продольном положении стрелы

наибольшее давление от сил G_1 и G_2 равно [0.14, 0.26, 0.47] (рис. 1.6.15, б, в и г соответственно)

$$\left. \begin{aligned} q_{\max} &= \frac{(G_1 + G_2)^2}{6BeG_1} \quad \text{при} \quad \frac{6G_1e}{G_1 + G_2} < L, \quad \frac{e}{L} > \frac{G_1 + G_2}{6G_1}; \\ q_{\max} &= (G_1 + G_2)/BL \quad \text{при} \quad e/L = (G_1 + G_2)/6G_1; \\ q_{\max} &= \frac{G_1 + G_2}{2BL} \left[1 + \frac{6e}{L} \frac{G_1}{G_1 + G_2} \right] \quad \text{при} \quad \frac{e}{L} < \frac{G_1 + G_2}{6G_1}, \end{aligned} \right\} \quad (1.6.21)$$

а при стреле, расположенной поперек гусениц,

$$q_{\max} = (G_1 + G_2) (1 + e/b)/(2BL). \quad (1.6.22)$$

При малом числе опорных катков давления под катками будут больше, а между катками — меньше, чем по (1.6.20) — (1.6.22) [0.14]. В этом случае (см. п. 1.22) давление (МПа) на грунт под наиболее нагруженным опорным катком при стреле вдоль гусениц $q_{\max} = q_0 \delta_1$, где q_0 — коэффициент жесткости грунта, МН/м³ (табл. 1.6.1); δ_1 (рис. 1.6.3, а) — осадка грунта под наиболее нагруженными опорными катками, м, вычисляемая по формуле

$$\delta_1 = (G_k + G_n) l_n / q_0 F S_1.$$

Здесь G_k — собственный вес крана, МН; G_n — вес груза при отрыве от основания n -х катков, МН; l_n , м, — см. рис. 1.6.3, а; $F = 2Bt$ — площадь звеньев обеих гусениц шириной B и длиной t , расположенных под n -ми опорными катками, м²; S_1 , м, — см. (1.6.5). При этом угол γ_k наклона крана (рад) вследствие осадки грунта $\gamma_k = (G_k + G_n)/q_0 F S_1$ [54].

1.25. Производительность крана

Производительностью крана называется количество груза, которое при циклической работе в заданных производственных условиях может быть перегружено с его помощью в единицу времени.

Производительность обычно измеряется, в зависимости от вида груза, в тоннах, кубических метрах или штуках в час, смену, год или за эксплуатационный период, например, продолжительность навигации. Часовая производительность — один из основных параметров крана

$$P_{\text{ч}} = Q_0 n = 3600 Q_0 / T_{\text{ц}}, \quad (1.6.23)$$

где Q_0 — масса, т, объем, м³, или число единиц полезного груза, перегружаемого краном за один цикл; n — число циклов в час, $n = 3600 / T_{\text{ц}}$; $T_{\text{ц}}$ — продолжительность цикла, с.

Производительность крана зависит от его характеристики (грузоподъемности, массы грузозахватного устройства, рабочих скоростей и ускорения движений механизмов крана, системы управления), производственных условий, вида груза, технологии перегрузки и мастерства крановщика.

Масса полезного груза в одном подъеме определяется назначением крана, технологическим процессом перегрузочных работ:

$$Q_0 = Q - Q_1,$$

где Q — грузоподъемность крана, т; Q_1 — масса грузозахватного устройства, т.

Нормальный ряд грузоподъемностей, т (ГОСТ 1575—81): 0,025; 0,05; 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 200; 225; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000.

Грузоподъемность поворотных кранов некоторых типов (на железнодорожном или безрельсовом ходу, башенных и др.) для сохранения устойчивости уменьшается с увеличением вылета. В зависимости от условий и технологии работ назначается рабочий вылет крана и в расчет производительности вводятся соответствующие ему грузоподъемность крана и масса полезного груза. Масса грузозахватного устройства Q_1 определяется его типом, конструкцией и размерами (см. т. 2, разд. V, пп. 11 и 12).

При наличии механизма вспомогательного подъема (разд. VI, гл. 2) его грузоподъемность выбирается по требованиям технологического процесса (см. т. 2, пп. IV.9 и IV.11).

Продолжительность цикла включает затраты времени на захват и освобождение груза, рабочие движения по перемещению груза и захватного устройства с учетом совмещения движений во времени, а также вспомогательные элементы цикла по успокоению груза на гибкой подвеске, нацеливанию и позиционированию

груза и грузозахватного приспособления. Длительность элементов цикла, выполняемых без участия механизмов, например, ручная зацепка и отцепка груза, определяется хронометражем или расчетом по микроэлементным нормам [9, 50].

Время перемещения, осуществляемого механизмом крана,

$$t_i = x_i / v_i + (t_{p_i} + t_{т_i}) / 2 = x_i / v_i + v_i / a_i, \quad (1.6.24)$$

где x_i , v_i , a_i — линейные или угловые пути, установившиеся скорости и средние ускорения движения груза или захвата в i -м элементе цикла соответственно; t_{p_i} и $t_{т_i}$ — время разгона и торможения механизма соответственно.

Путь перемещения x_i для элемента, связанного с управлением захватным приспособлением (например, закрытие и открытие грейфера), задается его конструкцией, необходимой высотой подъема или опускания управляющего каната; для других элементов — взаимным расположением крана и мест захвата и освобождения груза, которое выбирается в зависимости от производственных условий, в целях осуществления оптимальной по быстродействию траектории движения груза и захватного устройства. Близкая к оптимальной траектория определяется крановщиком соответственно его квалификации или может быть заложена в программу автоматизированного управления краном [12, 51].

Применение наиболее рациональных приемов работы позволяет существенно сократить продолжительность цикла.

Номинальные скорости рабочих движений грузоподъемных кранов выбираются из установленных ГОСТ 1575—81* рядов: линейные скорости (м/с): 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5. Частота вращения поворотной части (с⁻¹): 0,0032; 0,004; 0,005; 0,063; 0,008; 0,01; 0,0125; 0,016; 0,02; 0,025; 0,032; 0,04; 0,05; 0,063; 0,08; 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32.

Современная практика краностроения идет по пути применения высоких скоростей движения в кранах для массовых перегрузочных работ. Принимают скорости подъема и спуска груза до 1,6—2,0 м/с, скорость движения тележек по рельсовому пути — до 4—6 м/с, по канатному пути — до 6—10 м/с, частоту вращения крана — до 0,32 с⁻¹ (3 об/мин).

Общая продолжительность цикла крана наиболее точно определяется из анализа структуры типичного цикла, например, с помощью графической формы циклограммы, которая может быть получена на работающем кране автоматически с помощью записывающей измерительной аппаратуры. Наиболее полные результаты дает применение тахогенераторов, подключаемых ко всем механизмам крана. Напряжение тока, вырабатываемого тахогенератором, пропорциональное частоте вращения механизма, фиксируется на движущейся ленте записывающего прибора, например, осциллографа [50]. Запись ведется одновременно по всем механизмам на общей ленте и имеет вид, аналогичный той, которая

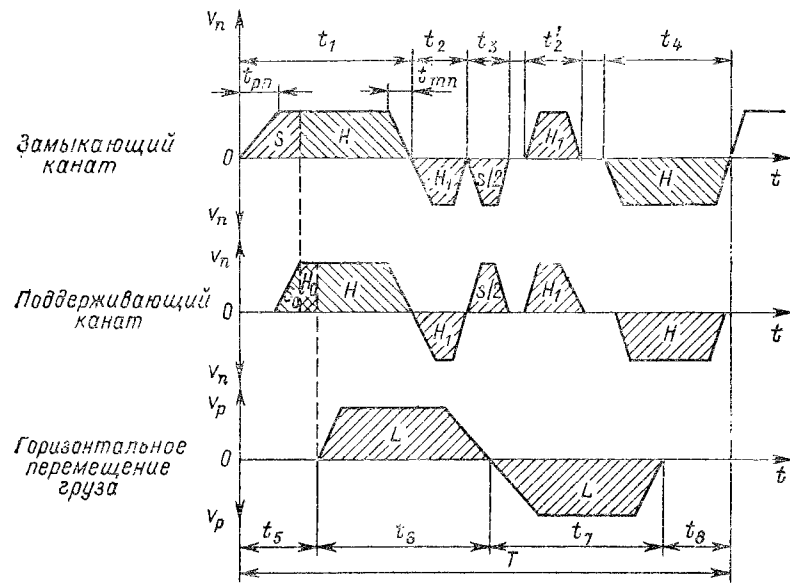


Рис. 1.6.16. Циклограмма

может быть построена (рис. 1.6.16) в соответствии с проектируемым циклом крана.

Каждая строчка циклограммы представляет график изменения рабочей скорости движения соответствующего механизма крана. По ординатам в масштабе отложены значения линейной или угловой скорости, по абсциссам — время в секундах. Площадь графика движения в каждом элементе цикла изображает в масштабе путь, проходимый грузозахватным устройством. Общая продолжительность цикла при заданных условиях перегрузки, путях перемещения груза, скоростной характеристике крана с учетом приемов работы крановщика, в частности, совмещения движений, определяется из циклограммы, метод построения которой (рис. 1.6.16) показан на примере расчета цикла грейферного крана.

Цикл начинается с закрытия грейфера, лежащего на грузе. После разгона механизма замыкающего каната (t_{pn}) и подъема его на длину S (площадь S циклограммы), необходимую для закрытия грейфера, крановщик без остановки переходит к подъему грейфера на требуемую высоту H (площадь H циклограммы). Для выравнивания натяжений канатов выбирается слабина S_0 поддерживающего каната, чтобы к моменту закрытия грейфера разогнать этот канат до скорости подъема. Горизонтальное перемещение груза на расстояние L_1 совмещается с подъемом и опусканием груза (участок t_6 циклограммы) и может быть начато, как только грейфер будет закрыт и поднят на некоторую высоту H_1 ,

обеспечивающую преодоление препятствий, что изображается участком t_5 циклограммы.

Нередко с горизонтальным перемещением груза совмещается и раскрытие грейфера t_3 , для ускорения которого одновременно включаются механизмы канатов замыкающего (вниз) и поддерживающего (вверх), причем путь каждого из них равен $0,5S$. Обратное движение открытого грейфера к месту захвата груза изображается участками t_2' (подъем на высоту H_2), t_4 (опускание на высоту H) и t_7 (горизонтальное перемещение на расстояние L), причем грейфер опускается с таким расчетом, чтобы закончить горизонтальное перемещение до встречи с препятствием (H_1), на обход которого требуется время t_3 .

Продолжительность каждого из перечисленных элементов цикла, связанного с перемещением грейфера на указанные выше расстояния (S, H, H_1, H_2, L), определяется по формуле (1.6.24).

Суммарная длительность элементов вертикального перемещения грейфера: $t_{\text{вер}} = t_1 + t_2 + t_2' + t_3 + t_4$; горизонтального перемещения, включая необходимые перерывы движения в ожидании обхода препятствия совмещенному движению: $t_{\text{гор}} = t_5 + t_6 + t_7 + t_8$.

Перерывы в ожидании возможности совмещения движений могут встречаться и в числе элементов вертикального перемещения ($t_{\text{вер}}$) аналогично t_5 и t_8 . Расчетная продолжительность цикла равна большему из значений $t_{\text{вер}}$ и $t_{\text{гор}}$. В случае совмещения нескольких видов горизонтального движения (передвижение крана, тележки, поворот и изменение вылета стрелы) каждому из них должны соответствовать своя строчка в циклограмме и своя расчетная формула. Наибольшее из полученных значений $t_{\text{вер}}$ и $t_{\text{гор}}$ указывает механизм, определяющий расчетную продолжительность цикла, что должно быть принято во внимание при назначении его рабочей скорости. При наличии в цикле вспомогательных операций, выполняемых при остановке механизмов крана, они включаются в расчет его продолжительности дополнительным слагаемым: $\sum t_{\text{всп}}$.

Выбирая в целях сокращения длительности цикла большие скорости, следует учитывать ограничения:

1. Максимальная скорость, которая может быть достигнута при перемещении груза на расстояние x , не может превосходить значения

$$v_{\text{max}} \leq \sqrt{ax} = x/t_p, \quad (1.6.25)$$

где a — среднее ускорение; t_p — время разгона или торможения механизма, которое выбирается в соответствии с динамическими характеристиками крана, его инерцией и допускаемыми динамическими нагрузками на систему.

Значения t_p и t_r выбираются обычно в пределах: для механизма подъема 0,7—2 с, передвижения 2—6 с, поворота 3—8 с и изменения вылета 1—4 с.

При $v = v_{\max}$ участок движения с установившейся скоростью отсутствует и механизм после разгона сразу переходит к торможению. Расчет длительности регулировочных движений при небольших значениях x (для успокоения груза, позиционирования его) следует вести с учетом того, что рабочая скорость может не достигнуть номинального значения и $t_1 = 2\sqrt{x_1/a_1}$.

2. Для точной установки груза на место, соблюдения необходимых зазоров между грузом и препятствием с учетом отклонения подъемных канатов от вертикали, для согласования движения груза с действиями стропальщика, ограничения угла наклона ковша с металлом металлургических кранов, в целях создания безопасности применяют двухскоростные приводы, обеспечивающие пониженные посадочные скорости, или системы бесступенчатого регулирования скорости.

3. Соотношение скоростей вертикального и горизонтального движения груза должно соответствовать наиболее полному их совмещению, при котором значения $t_{\text{вер}}$ и $t_{\text{гор}}$ становятся близкими.

С точки зрения сокращения суммарной мощности двигателей отношение скоростей k_c по данным, имеющимся в литературе [0.6, 0.26], рекомендуется определять так:

$$k_c = v_{\text{гор}}/v_{\text{вер}} = \sqrt{S_{\text{гор}}W_{\text{вер}}/S_{\text{вер}}W_{\text{гор}}}$$

где $S_{\text{гор}}$; $S_{\text{вер}}$; $W_{\text{гор}}$ и $W_{\text{вер}}$ — длина пути и сопротивления движению при горизонтальном и вертикальном перемещении груза соответственно.

Определяемую формулой (1.6.23) производительность принято называть технической, хотя зависит она не только от параметров крана (грузоподъемности и скоростей), но и от производственных условий и технологических приемов работы. В процессе перегрузки пути перемещения меняются по мере загрузки или разгрузки технологического оборудования судна, вагонов, склада. Меняются и условия захвата груза и технология работы (необходимость подгребания и разгребания груза и т. п.). Учитывая это, в целях осреднения часовой производительности процесс перегрузки разделяют на этапы, внутри которых продолжительность цикла и масса захватываемого груза принимаются постоянными, и производительность определяется по формуле (1.6.23).

Средняя производительность (т/ч): $P_{\text{ч. ср}} = \sum_i^m Q_i/P_i$, где Q_i — масса груза, перегружаемая на i -м этапе с постоянной производительностью P_i , т/ч; m — число этапов.

Понятие эксплуатационной производительности обычно вводится для расчета ее значения за рабочую смену или эксплуатационный период. Сменная производительность P (т/смену) служит

основой технического нормирования и для расчета срока выполнения заданного объема перегрузочных работ [28]:

$$P_{\text{см}} = P_{\text{ч. ср}} [T_{\text{см}} - (t_{\text{отд}} + t_{\text{пер}} + t_{\text{п.з}})], \quad (1.6.26)$$

где $T_{\text{см}}$ — продолжительность смены, ч; $t_{\text{отд}}$, $t_{\text{пер}}$, $t_{\text{п.з}}$ — нормируемые затраты времени на отдых, технологические перерывы и подготовительно-заключительные операции.

Существующие нормы производительности кранов различных типов и назначений приводятся в сборнике «Единых комплексных норм выработки и времени на погрузочно-разгрузочные работы», издаваемые НИИ Труда [14].

Производительность $P_{\text{экс}}$ на заданный эксплуатационный период $T_{\text{экс}}$, применяемая в экономических и эксплуатационных расчетах (п. 1.26), определяется в заданных условиях перегрузки на грузе определенного вида:

$$P_{\text{экс}} = P_{\text{см}} T_{\text{экс}} k_{\text{гот}}, \quad (1.6.27)$$

где $T_{\text{экс}}$ — число рабочих смен за эксплуатационный период; $k_{\text{гот}}$ — коэффициент готовности, учитывающий перерывы в работе по непредвиденным причинам.

Производительности, определенные вышеприведенными расчетами, могут быть реализованы при надлежащих квалификации и добросовестности оператора в системе «человек—машина—среда» [39, 52, 55]. Как показывают исследования [52], ряд таких факторов, как обученность и опыт работы, психофизическая нагрузка в процессе управления, соблюдение эргономических требований к устройству крана, сказываются на утомляемости оператора и производительности труда. Влияние условий труда на человека может быть оценено интегральным показателем работоспособности по методике НИИ Труда [40], определяющей соответствующий прирост производительности труда при улучшении его условий.

Для сравнительной количественной оценки психологической нагрузки на оператора при разных системах управления краном можно использовать показатели, характеризующие интенсивность работы, требуемую степень совмещения движений, стереотипность приемов работы, логическую сложность процесса управления [56]. В настоящее время имеются и разрабатываются новые системы автоматизированного управления краном, в программу которого включается выполнение ряда элементов цикла и их совмещение во времени. Например, в системе дистанционно-программного управления крановщик принимает его на себя в отдельные моменты времени — при наведении грузозахватного устройства на место захвата груза, передавая затем управление автоматическому программному устройству. Пример оценки такого автоматизированного управления порталным краном приведен в работе [50], а подробный анализ эффективности работы оператора перегрузочных машин — в работе [52].

На отдельных перегрузочных операциях можно полностью автоматизировать работу крана по программе, задаваемой оператором и включающей наиболее совершенные приемы управления [12, 15].

1.26. Техничко-экономическое обоснование выбора параметров крана

Параметрами крана называются величины, характеризующие основные свойства как системы крана в целом, так и его подсистем, к которым можно отнести металлоконструкцию, механизмы, их узлы и детали, двигатели, электрооборудование, устройства и приборы управления. К числу параметров относятся, например, грузоподъемности, скорости, масса, мощность двигателей, надежность, производительность, геометрические размеры, стоимость, которые могут назначаться в соответствии с требованиями обслуживаемого краном технологического процесса. Параметры взаимосвязаны, и в сложном комплексном процессе проектирования крана одним из центральных вопросов является обоснование их выбора.

Критерии выбора определяются целями, достижение которых обеспечивает высокое качество крана, под которым понимается «совокупность свойств продукции, обуславливающая ее пригодность удовлетворить определенные потребности в соответствии с ее назначением» (ГОСТ 15467—79). Критерии могут быть количественными (например, стоимость, масса, мощность, надежность и др.) и качественными, которые нельзя или затруднительно измерить (условия труда, маневренность, универсальность и др.). Выбор ведется на основе опыта, интуиции, аналогий с существующими конструкциями в сочетании с объективным математическим анализом, обеспечивающим оптимальное решение. Этому служит и постановка специальных научных исследований.

Математическое решение при наличии качественных критериев затруднено, поэтому желательны их заменять количественными, подыскивая эквиваленты, например, оценивая улучшение условий труда через повышение его производительности или прибегая к экспертным оценкам в баллах. Имеются различные методы установления экспертных оценок, в большей или меньшей мере сглаживающие их субъективность [2]. Объективный, математически обоснованный выбор значений параметров требует построения зависимости критерия от влияющих на него факторов. Оптимизация состоит в определении тех значений искомого факторов, которые приводят функцию к минимальному (например, стоимость, затраты ресурсов) или максимальному (производительность, надежность) значению в области задаваемых ограничений [7, 26, 48, 50]. Процесс оптимизации может быть осуществлен перебором и сравнением вариантов, применением методов математического

программирования [23] или использованием электронно-вычислительных машин, например, в процедуре имитационного моделирования [4]. В практике проектирования наиболее распространен метод сопоставления вариантов решения проектной задачи, рассматриваемый ниже; с остальными методами можно ознакомиться в специальной литературе [29, 31].

Основные параметры крана выбираются на стадиях подготовки технического задания, непосредственного проектирования крана, при разработке проектной документации модернизации и при управлении качеством продукции в процессе серийного производства.

Подготовка технического задания на проект заключается в установлении конструктивной схемы крана, его геометрических размеров, типов привода и ходовой части, грузоподъемности, требуемой производительности. На выбор параметров крана влияют размеры намеченной к выпуску серии. Нередко одновременно проектируется ряд машин, отличающихся типоразмерами. Густота такого ряда зависит от типа крана, общего плана и технологических особенностей их производства. Например, обоснование построения перспективного ряда порталных кранов приведено в т. 2, разд. IV, п. 19.

Непосредственное проектирование крана включает выбор материалов, конструирование и разработку технологии изготовления деталей, механизмов и металлических конструкций, выбор двигателей и электрического оборудования, системы управления и скоростей рабочих движений.

На всех перечисленных стадиях возникают различные варианты решения проектных вопросов, техническая возможность осуществления которых обеспечивается соответствующими расчетами: технологическими, на прочность, устойчивость, жесткость, надежность, долговечность. Для выбора оптимального, экономически целесообразного варианта их сопоставляют между собой и сравнивают с существующими конструкциями и образцами передовых достижений мировой техники.

Наиболее общим экономическим критерием для выбора служит принятый ГОСТ 22732—77 интегральный показатель качества, определяющий суммарный полезный эффект от использования крана, отнесенный к суммарным приведенным затратам на его создание и эксплуатацию J , или обратная величина, т. е. удельные приведенные затраты J_1 [29]:

$$J = P_{\Sigma}/Z; \quad J_1 = Z/P_{\Sigma} \quad (1.6.28)$$

или

$$J_1 = [Z_{\Sigma}\Phi(T_{\text{сп}}) + Z_3]/P_{\Sigma} \quad (1.6.29)$$

Здесь P_{Σ} — суммарный годовой эффект от эксплуатации крана, т. е. его годовая производительность в принятых единицах измерения (см. п. 1.25), т, м³; Φ — коэффициент приведения капиталъ-

ных вложений к ежегодным затратам, с учетом срока службы крана $T_{сл}$, год; Z — общие приведенные затраты; Z_c — единовременные затраты в рублях, включающие основные капиталовложения на проектирование и исследовательские работы, изготовление, доставку, монтаж и сдачу крана в эксплуатацию и сопряженные затраты на сооружение подкрановых путей и эстакад (зависящие от нагрузок, передаваемых краном на опоры), складов и помещений, в которых работает кран (зависящие от габаритных размеров крана) и пр. Указанные затраты определяются сметно-финансовыми расчетами на основе укрупненных измерителей стоимости оборудования и сооружений. Сопутствующие затраты, отнесенные к одному крану, связанные со строительством и приобретением технических средств, обслуживаемых краном, коэффициент использования которых зависит от производительности крана (простои технологического оборудования и транспортных средств — судов, вагонов, автомобилей — под перегрузочными работами) определяются по формуле

$$Z_{сз} = Ak_{исп} (1 + \gamma), \quad (I.6.30)$$

где A — стоимость технологического оборудования, транспортного средства (судно, вагоны) или его части, обслуживаемой одним краном; $k_{исп}$ — коэффициент использования рабочего времени крана:

$$k_{исп} = Q_r / (T_r P_{см}),$$

где Q_r — годовой грузооборот на один кран; T_r — число смен работы крана в год; $P_{см}$ — сменная производительность крана (см. п. I.25); γ — коэффициент, учитывающий задержки транспортных средств в ожидании обработки, возникающие вследствие неравномерности их прибытия и обслуживания, по случайным причинам.

Величина γ может быть определена методами теории массового обслуживания [7]. Практически при загрузке и разгрузке судов и вагонов можно полагать $0,3 \leq \gamma \leq 1$. С увеличением коэффициента использования перегрузочного фронта величина γ растет.

Затраты на жилищное, культурное, социально- и служебно-бытовое строительство, зависят от численности рабочих, обслуживающих кран в перегрузочном процессе, и от производительности крана. Эти затраты определяются сметно-финансовыми расчетами и нормативами. Так, по данным работы [22] они составляют в среднем 6600 руб. на одного работающего. Там же приведены и нормативы затрат для отдельных регионов и норматив стоимости служебно-бытовых помещений — 1400 руб. на одного рабочего.

По ГОСТ 22732—77

$$\varphi(T_{сл}) = E_n \frac{(1 + E_n)^{T_{сл} - 1}}{(1 + E_n)^{T_{сл}} - 1}, \quad (I.6.31)$$

где E_n — нормативный коэффициент приведения, $E_n = 0,15$.

Ежегодные эксплуатационные расходы при использовании крана Z_0 включают текущие затраты Z_{01} на основную и дополнительную заработную плату и отчисления на социальное страхование, расходы на содержание крана в эксплуатации и связанных с ним сооружений, а также общепроизводственные расходы. Основная заработная плата определяется числом и тарифными ставками обслуживающего кран штата. Доплаты, премии и дополнительная заработная плата (оплата отпусков, выходных пособий и др.) принимаются в процентах от основной заработной платы.

Расходы на содержание крана и сопряженных с ним сооружений включают затраты на амортизацию и текущий ремонт, определяемые по установленным нормам отчислений от их стоимости [22, 29, 35], а также затраты на энергию, топливо, смазочные и вспомогательные материалы и малоценный инвентарь. Расходы на топливо для кранов с двигателями внутреннего сгорания исчисляются из цены топлива и норм его расхода на 1 ч работы двигателя или на 1 кВт·ч (для дизельных кранов 220—270 г на 1 кВт·ч).

Для электродвигателей расходы на энергию определяются исходя из двухставочного тарифа, в который входит основная плата за установленную суммарную мощность электромоторов (кВт) с учетом коэффициента спроса и дополнительная плата по тарифу на электроэнергию (коп./кВт·ч) [45]. Расходы на смазочные и обтирочные материалы принимаются в долях от расходов на энергию и топливо (для электрических кранов 3 %, для плавучих дизельных 15 %). Остальные расходы (прочие материалы, износ быстроизнашивающегося и малоценного инвентаря) можно принимать в сумме 0,5 % от стоимости крана.

Расходы по оплате распорядительского и обслуживающего персонала и общепроизводственные расходы принимаются в процентах от суммы всех остальных затрат, т. е. от суммы расходов по обслуживающему кран штату и по содержанию крана.

Сопутствующие эксплуатационные расходы (руб./год) по содержанию технологического оборудования и транспортных средств за время их простоя под перегрузочными работами и в их ожидании определяются по формуле

$$Z_{02} = S_{ст} (1 + \gamma) k_{исп} T_r, \quad (I.6.32)$$

где $S_{ст}$ — текущие расходы по содержанию на простое технологического оборудования или транспортного средства, обслуживаемого одним краном (руб./сут).

Суммарные эксплуатационные расходы $Z_0 = Z_{01} + Z_{02}$. Суммарные приведенные затраты $Z = Z_{сф}(T_{сл}) + Z_0$. При сопоставлении каких-либо вариантов решения проектной задачи эффект ΔJ_1 определяется в виде экономии удельных приведенных затрат (I.6.29)

$$\Delta J_1 = Z_A / \Pi_A - Z_B / \Pi_B, \quad (I.6.33)$$

где индексы *A* и *B* указывают значения параметров для вариантов *A* и *B* соответственно.

Такое сопоставление проводится только по элементам затрат, меняющимся в сравниваемых вариантах. В число важных экономических показателей, характеризующих каждый вариант, входят также суммарные (основные и сопутствующие) трудовые затраты в перегрузочном процессе в натуральном выражении. При их расчете следует учитывать штат людей, обслуживающих кран и транспортные средства или технологическое оборудование, находящиеся под загрузкой или разгрузкой.

Аналогично эксплуатационным расходам (I.6.29) трудовые затраты определяются по формуле

$$Z_{\text{тр}} = (n_{\text{кр}} + n_{\text{с}}) T_{\text{г}} k_{\text{исп}} (1 + \gamma),$$

где $n_{\text{кр}}$ и $n_{\text{с}}$ — число людей, обслуживающих кран, технологическое оборудование и транспортные средства (судно, вагоны) в смену в расчете на один кран.

В условиях дефицита рабочей силы, когда один вариант (например, *B*) по сравнению с другим (*A*) позволяет сократить трудовые затраты в перегрузочном процессе, например при автоматизации управления краном или при повышении его производительности, помимо экономии в заработной плате и расходах на социально-бытовые нужды и жилищное строительство, может быть учтен дополнительный эффект, связанный с возможностью использования высвобождаемых рабочих на пустующих рабочих местах.

Соответствующая экономия приведенных затрат составит [24]

$$\Delta Z_{\text{высв}} = Q_{\text{г}} \left(\frac{n_{\text{A}}}{P_{\text{см A}}} - \frac{n_{\text{B}}}{P_{\text{см B}}} \right) (p_{\text{р}} + \varphi(T_{\text{сл}}) k_{\text{р}}), \quad (\text{I.6.34})$$

где n_{A} и n_{B} — число рабочих, обслуживающих перегрузочный процесс в смену по вариантам *A* и *B*; $P_{\text{см A}}$ и $P_{\text{см B}}$ — сменная производительность крана в вариантах *A* и *B*; $p_{\text{р}}$ — дополнительный прибавочный продукт в рублях на человеко-смену, создаваемый на других рабочих местах, простаивавших из-за дефицита рабочей силы.

По данным работы [24] $p_{\text{р}} = 0,35 \div 0,5$ от суммы заработной платы в смену; $k_{\text{р}}$ — отнесенная к одной человеко-смене сумма «оживляемых» капиталовложений, которые могут быть использованы из числа «замороженных» на простое при нехватке рабочих,

$$k_{\text{р}} = k_{\text{кр}} / (n_{\text{раб}} T_{\text{г}}),$$

где $k_{\text{кр}}$ — стоимость оборудования вновь используемого при высвобождении рабочей силы, руб.; $n_{\text{раб}}$ — число рабочих, обеспечивающих круглосуточную работу оборудования.

К числу слагаемых экономического эффекта следует отнести и добавочные социально-экономические результаты, достигаемые

при проектировании крана. Так, внимание, уделяемое совершенствованию рабочего места, системы управления, приборов защиты, может принести ощутимый социально-экономический эффект от улучшения условий труда и сопутствующего повышения его производительности. Это связано с удовлетворением требований эргономики, снижением физической и психологической нагрузки, уменьшением опасности и защитой оператора от внешних воздействий.

Повышение производительности труда в связи с улучшением его условий оценивается по методике НИИ Труда [30] (см. п. I.25). Оздоровление условий труда, освобождение рабочих от тяжелой физической работы позволяет помимо всего указанного выше снизить выплаты рабочим из общественных фондов (пособия по временной нетрудоспособности, льготы за вредность и т. п.), что даст дополнительный экономический эффект.

Оптимизация выбора проектных решений по принимаемому в качестве главного экономическому критерию проводится с учетом ограничений, выступающих как требования к качеству крана. К их числу относятся нормированные требования, установленные соответствующими ГОСТами на проектирование кранов, правилами Госгортехнадзора [O.51], Регистров СССР [O.50] и РСФСР [44], санитарной инспекцией [47], требованиями экологии [37], технической эксплуатации (см. т. 2, разд. VII), ведомственными правилами охраны труда.

Полный расчет и анализ интегрального показателя качества и приведенных затрат при сравнении вариантов требует значительного труда и времени и необходимы при решении общих, принципиальных вопросов проекта. Между тем значительное число задач можно с достаточной точностью решать с помощью частных показателей качества, оценивающих степень достижения той или иной частной цели в рассматриваемом варианте.

Примерами таких частных критериев могут служить стоимость крана и сооружений при обосновании его геометрических размеров; повышение производительности крана, которое достигается увеличением грузоподъемности или скоростей рабочих движений; снижение стоимости какого-либо элемента крана, которое может быть оценено уменьшением массы, что часто используется при проектировании деталей, узлов, металлоконструкций и при выборе материалов и технологии изготовления; увеличение надежности крана и его элементов, связанное с повышением стоимости, но сокращающее затраты по технической эксплуатации; совершенствование системы управления, которое может оцениваться ростом производительности труда.

Возникающая при этом множественность целей учитывается двумя методами:

1) один из критериев, связанный с важнейшей целью, принимают в качестве главного и по нему выбирают оптимальное решение, задавая допустимые по другим целям ограничения; в случае

невыполнения этого требования соответственно корректируют выбор;

2) применяют обобщенную комплексную оценку качества продукции (крана), предусмотренную ГОСТ 22732—77, на основе средневзвешенного геометрического показателя

$$V = \prod_{i=1}^m q_i^{m_i} \rightarrow \max, \quad (1.6.35)$$

где q_i — относительный показатель качества по i -й цели, $q_i = P_{iA}/P_{iB}$; P_{iA} и P_{iB} — значения i -го частного показателя качества продукции, характеризующего степень достижений частной цели в вариантах А и Б.

Значения P_{iA} и P_{iB} устанавливаются расчетом или экспертной оценкой в баллах. Они могут характеризоваться как количественные, так и качественные цели; m_i — параметр весомости i -го показателя, его значимости среди других, принимаемый с положительным знаком, если увеличение показателя P_i соответствует улучшению качества (например, производительности, надежности).

Параметр весомости определяется статистическими данными с помощью регрессионного анализа или экспертными оценками. Например, в результате статистического анализа характеристик порталных кранов, проведенного В. И. Брауде и Ф. А. Кузьминым [3, 25] в Ленинградском институте водного транспорта, рекомендовано оценивать интегральный показатель эффективности в зависимости от основных определяющих факторов; для грейферных кранов

$$J = 0,208 P_{\text{ч}}^{0,975} k_{\text{гот}}^{-0,47} m^{-0,47} N_{\text{д}}^{-0,042},$$

где $P_{\text{ч}}$ — часовая производительность крана; $k_{\text{гот}}$ — коэффициент готовности; m — масса крана; $N_{\text{д}}$ — суммарная мощность двигателей.

Значительные трудности в технико-экономических обоснованиях возникают в связи с тем, что исходные данные для проектирования, условия эксплуатации крана, отдельные нормативы не могут быть заданы заранее с полной достоверностью, в частности, при проектировании выпуска большой серии кранов. Для учета этого обстоятельства привлекают некоторые методы теории игр [7, 13, 49], облегчающие поиск оптимальных решений в условиях неопределенности исходных данных. Пусть для ряда сравниваемых вариантов решения (например, при выборе типа крана грузоподъемностей $Q = 5, 10$ или 16 т) при различных возможных вариациях исходных данных (например, грузооборот $Q_r = 200, 400, 600$ или 800 тыс. т) критерий оптимизации (например, удельные приведенные затраты) принимает значения, указанные в клетках матрицы (столбцы 2, 3, 4, 5 табл. 1.6.5).

1.6.5. Затраты по вариантам

№ оп.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	$Q_r, \text{ т}$	200	400	600	800	Средневзвешенная оценка	Средняя оценка по Лапласу—Байесу	Наихудшая оценка по Вальду	Оценка по Вальду при значениях 400—800 тыс. т
2	$P_i, \text{ т}$	0,1	0,3	0,4	0,2				
3	5	1,5	1,6	1,75	2,0	1,73	1,72	2,0	2,0
4	10	1,8	1,9	1,25	1,4	1,63	1,59	1,9	1,9
5	16	2,5	1,3	1,70	1,4	1,60	1,75	2,5	1,7

Имеется несколько путей решения задачи.

1. Если известны вероятности P_i условий Q_{r1}, \dots, Q_{r2} , указанные во второй строке матрицы, оптимальным можно считать вариант, у которого средневзвешенная оценка будет наилучшей (в примере — минимальной). Этому условию отвечают близкие по оценкам варианты 10 и 16 т, у которых значения критерия наименьшие, приведенные в столбце 6 — (1,63 и 1,6).

2. Если ситуация полностью неопределенная, можно использовать метод Лапласа—Байеса, согласно которому вероятности P_i для всех условий полагаются равными. Тогда наименьшая из средних оценок для каждой из стратегий (столбец 7) будет у варианта 10 т (1,59), который и следует считать оптимальным.

3. Наиболее осторожный подход, обеспечивающий наименьший риск, осуществляется в методе Вальда (максимин). Для каждого варианта решения в соответствующей строке выделяется худшее из возможных (в примере — наибольшее) значение показателя и выписывается в конце строки (столбец 8). В столбце худших значений избирается наилучшее (в примере наименьшее — 1,9) и соответствующий вариант (10 т) является оптимальным.

Наряду с изложенным в теории игр применяются и другие подходы: Сэвиджа, Гурвица и др. [7, 13], с той или иной вероятностью оценивающие ситуацию.

Обнаруживающиеся в ряде случаев расхождения в результате выбора по методам Лапласа—Байеса, Вальда или другим отвечают неопределенности в постановке задачи и требуют дополнительного анализа, логического или с привлечением дополнительных оценочных критериев по различным целям.

Исследование ситуации подобными игровыми методами позволяет оценить чувствительность того или иного варианта к изменчивости исходных данных и выбрать по возможности более устойчивые решения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баранов Н. А. Сравнительный анализ существующих методов расчета давлений на колеса четырехпорных поворотных кранов на рельсовом ходу//Тр. ЛПИ, 1965. № 254. С. 81—91.
2. Бешелев С. Д., Гурвич Ф. Г. Математико-статистические методы экспертных оценок. М.: Статистика, 1980. 263 с.
3. Брауде В. И., Кузьмин А. Ф., Некипорец Е. И. Показатель эффективности портального крана//Речной транспорт, 1985. № 5. С. 34—35.
4. Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем. М.: Наука, 1978. 355 с.
5. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины. 3-е изд. М.: Машиностроение. 1975. 432 с.
6. Великосельский Н. Д. Исследование бортовой качки плавучего крана на тихой воде//Основные направления развития отечественного морского плавкраностроения. Л., 1979. С. 69—73.
7. Вентцель Е. С. Исследование операций. М.: Сов. радио, 1972. 552 с.
8. Волков Д. П., Тимин Ю. Ф. Влияние жесткости несущих элементов шасси автомобильных кранов на их устойчивость//Тр. ВНИИСтройдормаш, 1972. Вып. 57. С. 3—13.
9. Воронков В. Д. Справочник инженера-организатора. М.: Московский рабочий, 1973. 376 с.
10. Глушко М. Ф., Никитинский М. П., Пахомов И. Ф. Нагрузки на опоры пневмоколесных кранов//Строительные и дорожные машины, 1972. № 7. С. 6—8.
11. Дорожные машины/Н. Я. Хархута, М. И. Капустин, В. П. Семенов, И. М. Эвентов. 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1976. 472 с.
12. Дроздович Э. А. Программа оптимального управления портальными кранами//Тр. ЛИВТ. Надежность судовых электроэнергетических установок, 1979. С. 109—116.
13. Дюбин Г. Н., Суздаль В. Г. Введение в прикладную теорию игр. М.: Наука, 1981. 336 с.
14. Единые комплексные нормы выработки и времени на погрузочно-разгрузочные работы. Центр. бюро нормативов по труду при НИИ Труда Гос. комит. СМ СССР по труду и социальным вопросам. М.: Транспорт, 1978. Ч. 1, 343 с. Ч. 2, 323 с.
15. Ерофеев Н. И., Орлов Л. А. Автоматика и автоматизация портовых перегрузочных процессов. М.: Транспорт, 1973. 269 с.
16. Забавников Н. А. Основы теории гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448 с.
17. Зайцев Л. В., Зарецкий А. А., Севериновский М. Л. К расчету устойчивости пневмоколесных кранов//Строительные и дорожные машины, 1984. № 8. С. 19—22.
18. Зайцев Л. В., Церлюк М. Д., Филиппов В. И. Оптимизация параметров опорного контура и повышение характеристик стреловых самоходных кранов//Строительные и дорожные машины, 1976. № 12. С. 3—4.
19. Зарецкий А. А. Обоснование расчета по предельным состояниям на устойчивость против опрокидывания свободностоящих кранов//Тр. ВНИИСтройдормаш, 1984. Вып. 101. С. 11—20.
20. Зарецкий А. А., Момот В. В. О расчете устойчивости башенных кранов//Строительные и дорожные машины, 1976. № 1. С. 13—14.
21. Зиньковский-Горбатенко В. Г. Основные положения методики расчета амплитуд качки плавучих кранов в новых правилах Регистра СССР//Основные направления развития отечественного морского плавкраностроения. Л., 1979. С. 80—84.
22. Инструкция по оценке экономической эффективности создания и использования промышленных роботов. М.: НИИ информации по машиностроению, 1983. 102 с.
23. Карманов В. Г. Математическое программирование. М.: Наука, 1980. 256 с.
24. Козловский В. А. Организационные и экономические вопросы построения производственных систем. Л.: ЛГУ, 1981. 216 с.

25. Кузьмин А. Ф. Определение эффективности портовых перегрузочных машин при проектировании//Тр. ЛИВТ. Проектирование и эксплуатация перегрузочной техники в речных портах, 1985. С. 34—42.
26. Лаио О. Оптимальные решения. М.: Прогресс, 1967. 285 с.
27. Лесюков В. А. Теория и устройство судов внутреннего плавания. 4-е изд. М.: Транспорт, 1982. 304 с.
28. Лобанов Н. А. Нормирование и научная организация труда. Л.: Лен-издат, 1978. 367 с.
29. Методика (основные положения) определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений, рациональных предложений (АН СССР, Госплан, ГКНТ). М.: Экономика, 1977. 45 с.
30. Методика определения экономической эффективности мер по улучшению условий труда (НИИ Труда). М.: Экономика, 1975. 89 с.
31. Методика определения экономической эффективности применения новой техники в народном хозяйстве (проект)//Вопросы экономики, 1984. № 9. С. 141—152.
32. Момот В. В. Новая методика проверки устойчивости башенных кранов против опрокидывания//Строительные и дорожные машины, 1975. № 9. С. 6—8.
33. Никитинский М. П., Глушко М. Ф. Расчет распределения давлений на опоры пневмоколесных кранов//Строительные и дорожные машины, 1972. № 3. С. 3—32.
34. Новицкий В. И. Исследование эксплуатационных нагрузок на опоры порталов грейферных кранов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1973. 22 с.
35. Нормы амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР. Госплан СССР. М.: Экономика, 1974. 144 с.
36. О требованиях Регистра СССР к остойчивости плавучих кранов/Н. Д. Великосельский, В. Г. Зиньковский-Горбатенко, С. Ф. Королев, Е. А. Кравцов//Науч.-техн. сб. Регистра СССР, 1981. Вып. 10. С. 111—123.
37. Об охране окружающей среды. Сборник документов партии и правительства. М.: Политиздат, 1981. 384 с.
38. Обеспечение устойчивости и безопасной эксплуатации кранов с телескопической стрелой/Э. Н. Кузин, Л. В. Зайцев, Ю. Ф. Тимин, Б. Г. Васин//Тр. ВНИИСтройдормаш, 1984. Вып. 101. С. 45—48.
39. Основы инженерной психологии/Б. А. Душков, Б. Ф. Ломов, Р. С. Рубахин и др. М.: Высш. шк., 1977. 335 с.
40. Оценка влияния социально-экономических факторов на рост производительности труда. М.: НИИ Труда, 1980. 80 с.
41. Петерс Е. Р. Основы теории одноковшевых экскаваторов. М.: Гос. научн.-техн. изд-во машиностр. лит-ры, 1955. 260 с.
42. Правила классификации и постройки морских судов/Регистр СССР. Л.: Транспорт, 1981. 960 с.
43. Правила классификации и постройки судов внутреннего плавания. Т. 3. 2-е изд./Речной Регистр РСФСР. М.: Транспорт, 1984. 301 с.
44. Правила классификации и постройки судов внутреннего плавания. Т. 5. 2-е изд./Речной Регистр РСФСР. М.: Транспорт, 1985. 327 с.
45. Прейскурант № 09—01. Тарифы на электрическую и тепловую энергию, отпускаемую энергосистемами и электростанциями Министерства энергетики и электрификации СССР. М.: Прейскурантгиз, 1966. 32 с.
46. Работа автомобильной шины/В. И. Кнороз, Е. В. Кленников, И. П. Петров и др. М.: Транспорт, 1976. 238 с.
47. Санитарные правила организации технологических процессов и гигиенические требования к производственному оборудованию. М.: 1974. 24 с.
48. Сиротский В. Ф. Критерий оптимизации параметров кранов//Вестник машиностроения, 1976. № 7. С. 45—46.
49. Сиротский В. Ф. Учет достоверности исходных данных при технологическом проектировании портов//Тр. ЛИВТ, 1980. Вып. 46. С. 62—69.
50. Сиротский В. Ф., Трифанов В. Н. Эксплуатация портов. М.: Транспорт, 1984. 280 с.

51. Смахов А. А., Ерофеев Н. И. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами. М.: Машиностроение, 1975. 239 с.

52. Тер-Мхитаров М. С. Оператор перегрузочных машин. Пермь: Пермское книж. изд-во, 1982. 140 с.

53. Ульянов Н. А. Колесные движители строительных и дорожных машин. Теория и расчет. М.: Машиностроение, 1982. 279 с.

54. Федоров В. М. Методика расчета грузоподъемности гусеничных кранов в режиме передвижения и в статическом режиме на основаниях различной плотности//Механизация и технология механомонтажных работ, 1983. С. 23—32.

55. Шеридаи Т. Б., Феррел У. Р. Система человек—машина. М.: Машиностроение, 1980. 399 с.

56. Шибанов Г. П. Количественная оценка деятельности человека в системах человек—техника. М.: Машиностроение, 1983. 263 с.

57. Штейнберг Л. Б., Пахомов И. Ф. Определение вертикальных нагрузок на опоры многоопорных кранов с учетом жесткости ходовой рамы//Строительные и дорожные машины, 1977. № 6. С. 21—22.

58. Hosler K. Dynamische Standsicherheit von Turmdrehkränen//Fördern. und Heben, 1971. N 5. S. 257—264. N 6. S. 295—301.

59. Scheffler M. Zur Problematik der Standsicherheit von Fahrzeugkränen//Hebezeuge und Fördermittel, 1975. N 10. S. 290—294.

60. Wulf E. Berechnungsverfahren zum Ermitteln der Rad- und Stützkräfte an freistehenden und abgestützten vierrädrigen Mobilkranen//Hebezeuge und Fördermittel, 1977. N 12. S. 359—361.

61. Zichon G. Der Eckdruck vierbeiniger Kranportale auf ebener und unebener Bahn. — Fördern und Heben, 1962. N 10. S. 707—714. N 11. S. 785—793.

Раздел



Глава 1

ПРИВОДЫ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Электрический привод

II.1. Выбор вида электропривода и управляющего устройства

Крановый электропривод работает в специфических условиях, определяемых особенностями работы крановых механизмов, к которым относятся: изменение нагрузки в больших пределах и направления действия; широкий диапазон регулирования скорости при различных значениях и знаках действия нагрузки; работа в повторно-кратковременном режиме при большом числе включений в час; высокая вероятность повышения перегрузок; различные внешние воздействия на оборудование, находящееся на движущихся частях крана (механические и климатические), при высокой влажности воздуха и резких изменениях температуры.

Для электропривода крановых механизмов изготавливаются специализированные серии электрических машин и аппаратов, которые выбираются и монтируются на кранах в соответствии с действующими правилами на электрические установки, а также со специальными правилами Госгортехнадзора [О.51].

Наибольшее распространение в электроприводе крановых механизмов получили асинхронные двигатели, масса, стоимость и эксплуатационное обслуживание которых ниже, чем у двигателей постоянного тока. Двигатели постоянного тока используются для привода механизмов, требующих большого диапазона регулирования скорости, ее плавного изменения, большого числа включений в час. Характеристики видов и управляющих устройств крановых электроприводов приведены в табл. II.1.1.

Исходными данными для выбора вида электропривода и управляющего устройства электропривода конкретного механизма крана являются значения расчетных нагрузок, параметры регулирования, требования по износостойкости (допустимому числу включений), экономические и показатели массы.

При наличии конструктивных данных механизмов и известных режимах их работы мощность электродвигателя наиболее точно рассчитывается по методикам и формулам п. II.2 настоящего раздела. При определении мощности двигателей целесообразно пользоваться также приближенными формулами (см. т. 2, разд. VI),

II.1.1. Характеристика видов и управляющих устройств электропривода

Вид электропривода или управляющего устройства	Род тока	Назначение* и особенности электропривода	Недостатки	Область применения
Силовые кулачковые контроллеры (КК) (см. п. II.5)	Переменный (см. табл. II.1.24)	Асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым и фазным ротором для механизмов всех типов. Электропривод с двигателем с короткозамкнутым ротором имеет жесткую естественную механическую характеристику, с фазным ротором — жесткую естественную и мягкие искусственные характеристики Регулирование скорости двигателей с фазным ротором в режиме пуска осуществляется включением резисторов в цепь ротора или использованием динамического торможения с самовозбуждением, на механизмах подъема — включением резисторов в роторную цепь	Низкие энергетические показатели; ступенчатое регулирование скорости; невысокий уровень износостойкости; небольшое число включений в час	Наиболее простые электроприводы тихоходных кранов малой и средней грузоподъемности с невысокими требованиями к динамическим характеристикам; регулирование скорости и точности остановки
	Постоянный (см. табл. II.1.26)	Двигатели постоянного тока последовательного, смешанного и параллельного возбуждения для механизмов горизонтального передвижения Двигатели последовательного возбуждения для механизмов подъема На механизмах передвижения используется симметричная схема контроллера с последовательно включаемыми резисторами; механические характеристики привода мягкие. На механизмах подъема применяется несимметричная схема контроллера с потенциометрическим включением якоря двигателя на положениях спуска, обеспечивающая жесткие характеристики, на положениях подъема — мягкие		

Продолжение табл. II.1.1

Вид электропривода или управляющего устройства	Род тока	Назначение в особенности электропривода	Недостатки	Область применения
Магнитные контроллеры (МК) (см. п. II.5)	Переменный (см. табл. II.1.25)	Асинхронные электроприводы с двигателями с короткозамкнутым ротором; одно- и многоскоростные с жесткими механическими характеристиками, используемые для механизмов подъема и передвижения Асинхронные электродвигатели с фазным ротором с резисторами в цепи ротора, используемые на механизмах передвижения и подъема На механизмах передвижения применяется электропривод с регулированием скорости включением в цепь ротора встречного напряжения и изменением сопротивлений резисторов в этой цепи и импульсно-ключевой способ регулирования. На механизмах подъема устанавливается электропривод с динамическим торможением с самовозбуждением, имеющий жесткие характеристики в режиме спуска	Небольшое число включений в час	Механизмы общего назначения
	Постоянный (см. табл. II.1.27)	Двигатели последовательного возбуждения для механизмов всех типов На механизмах передвижения и поворота используется симметричная схема контроллера с последовательно включаемыми резисторами (мягкие характеристики) и шунтированием якоря двигателя (жесткая характеристика). На механизмах подъема в режиме подъема применяется шунтирование якоря для получения жестких характеристик, в режиме спуска — параллельное включение якоря и обмотки возбуждения для получения жестких характеристик	Ступенчатое регулирование скорости	Мостовые, козловые, порталные, башенные, контейнерные краны; краны металлургического производства и общего назначения; средние перегрузагели

Вид электропривода или управляющего устройства	Род тока	Назначение и особенности электропривода	Недостатки	Область применения
Тиристорный преобразователь напряжения — двигатель переменного тока (ТПН—АД) (см. п. II.6)	Переменный (см. II.1.29) табл. II.1.29)	Электропривод переменного тока с асинхронным двигателем с фазным ротором и регулированием напряжения в статоре двигателя. Применяется для механизмов передвижения и подъема, имеет жесткие механические характеристики, обеспечивает устойчивые малые посадочные скорости	Высокая стоимость; необходимость квалифицированного обслуживания; наличие тахогенератора	Мостовые краны с манипуляторами; краны-штабелеры; контейнерные краны
Система генератор—двигатель (Г—Д) [18]	Постоянный	Электропривод постоянного тока с двигателем независимого возбуждения, имеющий жесткие механические характеристики. Используется на механизмах передвижения и подъема. Применяется двухзонное регулирование скорости: выше и ниже основной. Обеспечивает хорошие регулировочные свойства. Для получения экскаторных характеристик применяется система Г—Д с двухобмоточным возбуждением	Наличие электромагнитного преобразователя; неудобство регулировки; большие массы баритные показатели	Крупные портальные, стропильные, плавающие, монтажные краны; краны металлургического производства; перегружатели

Вид электропривода или управляющего устройства	Род тока	Назначение и особенности электропривода	Недостатки	Область применения
Система управляемый выпрямитель—двигатель (УВ—Д) (см. п. II.6)	Постоянный (см. II.1.28) табл. II.1.28)	Электропривод постоянного тока с двигателем независимого возбуждения, имеющий жесткие механические характеристики. Применяется на механизмах подъема и передвижения, обладает хорошими регулировочными свойствами	Высокая стоимость; необходимость квалифицированного обслуживания; снижает качество энергии в сети	Крупные портальные, стропильные, плавающие, монтажные краны; краны металлургического производства; перегружатели
Система преобразователь частоты—двигатель (ПЧН—АД, ПЧИ—АД) (см. п. II.6)	Переменный (см. II.1.30) табл. II.1.30)	Многоскоростной электропривод с двигателем с короткозамкнутым ротором, имеющий жесткие механические характеристики, большой диапазон регулирования, высокие динамические показатели, возможность плавного регулирования скорости На механизмах передвижения применяются асинхронные короткозамкнутые двигатели, питающиеся от преобразователя частоты с непосредственной связью. На механизмах передвижения и подъема используются двух- и трехскоростные двигатели со смешанным питанием — от преобразователя и от сети переменного тока; электропривод с высокими динамическими показателями при питании от преобразователя частоты с переключением числа пар полюсов двигателя	Высокая стоимость; необходимость квалифицированного обслуживания; передача в сеть помех	Агрессивные и радиоактивные среды; специальные лебедки

II.1.2. Технические данные электропривода с управляющими устройствами

Показатель электропривода и механизма	Электроприводы с асинхронным двигателем с короткозамкнутым ротором				Электроприводы с асинхронным двигателем с короткозамкнутым ротором				Электроприводы с двигателем постоянного тока									
	Электроприводы с фазным ротором		Тяговые электроприводы с асинхронным двигателем с короткозамкнутым ротором		Однокоростной		Двухкоростной		Магнитный кон-тролер (МК)		Кулачковый контролер (КК)		Магнитный кон-тролер (МК)		Система гене-ратора (Г-Д)		Система управ-ления (У-Д)	
	Кулачковый контролер (КК)	Магнитный кон-тролер (МК)	Тяговый преобразователь (ТПН)	Тяговый преобразователь (ТПН)	Кулачковый контролер (КК) или магнитный контролер (МК)	Тяговый преобразователь (ТПН-АД)	Магнитный кон-тролер (МК)	Тяговый преобразователь (ТПН-АД)	Кулачковый контролер (КК)	Магнитный кон-тролер (МК)	Кулачковый контролер (КК)	Магнитный кон-тролер (МК)	Система гене-ратора (Г-Д)	Система управ-ления (У-Д)				
Диапазон мощностей, кВт	2—30	2—180	2—180	2—180	2—15	20—100	2—40	2—80	3—15	3—15	3—150	20—180	50—300					
Диапазон регулирования скорости:																		
ниже номинальной	1:3	1:5	1:10	1:10	1:1	1:10	1:6	1:8	1:4	1:6	1:6	1:10	1:10					
выше номинальной	—	—	—	—	—	2:1	—	(1:60)	2:1	2,5:1	2,5:1	2,5:1	2,5:1					
Допустимое число включений в час	120	600	600	600	120	1200	300	600	120	600	600	1200	1200					
Электрическая износостойкость	0,3·10 ⁶	10 ⁶	10·10 ⁶	10·10 ⁶	0,3·10 ⁶	20·10 ⁶	(0,3÷1,0)10 ⁶	10 ⁶	0,3·10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶	2,0·10 ⁶	(10÷20) 10 ⁶					
Срок (число включений) до капитального ремонта																		
Режим работы механизма (см. табл. II.1.6)	Л, С	С, Т, ВТ	Т, ВТ	Т, ВТ	Л, С	ВТ	Т, ВТ	Т, ВТ	Л, С	Л, С	С, Т, ВТ	Т, ВТ	Т, ВТ					

Примечание. В скобках указан диапазон регулирования с использованием дополнительных средств регулирования.

II.1.3. Эксплуатационные данные механизмов подъема * крановых механизмов [17]

Крана	Режим эксплуатации (см. табл. I.2.4 и I.2.5)											
	Легкий			Средний			Тяжелый			Весьма тяжелый		
	Число включений в час МК	Число часов работы за год S _н ·10 ³	Число часов работы за год T	Число включений в час МК	Число часов работы за год S _н ·10 ³	Число часов работы за год T	Число включений в час МК	Число часов работы за год S _н ·10 ³	Число часов работы за год T	Число включений в час МК	Число часов работы за год S _н ·10 ³	Число часов работы за год T
Монтажные мостовые, козловые, порталные	До 60	До 0,01	150	60	До 0,02	150	150	150	150	До 0,05	300	—
Главные универсальные	60	До 0,01	150	60	До 0,02	300	300	300	300	До 0,05	300	—
Мостовые и козловые общего назначения	—	—	—	150	До 0,2	1500	1500	800	800	0,5—1,0	3000	600
Металлургического производства	—	—	—	150	До 0,4	3000	3000	300	300	0,8—1,2	4000	600
Портальные перегрузочные	—	—	—	—	—	—	—	600	600	1,0—1,6	3000	600
Контейнерные	—	—	—	—	—	—	—	600	600	0,8—1,0	2000	—
Судовые грузовые	—	—	—	600	0,1—0,2	300	300	600	600	0,3—0,5	800	—
Судовые специализированные	60	До 0,02	150	150	До 0,04	150	150	—	—	—	—	—
Стреловые общего назначения	60	До 0,02	300	150	0,15—0,25	1500	1500	—	—	—	—	—
Строительные	60	0,05—0,15	3000	60	0,1—0,25	4000	4000	—	—	—	—	—
Перегрузатели рудные и угольные	—	—	—	—	—	—	—	600	600	1,0—1,8	3000	600

* Механизмы передвижения тележки и крана, поворота и изменения вылета имеют все параметры на 20—40 % ниже указанных [17].

исходными данными для которых являются: грузоподъемность, скорость и приближенные значения масс элементов крайних конструкций. Выбор вида электропривода и управляющего устройства производится на основе характеристики управляющих устройств (табл. II.1.1), анализа технических данных электропривода (табл. II.1.2) и режима работы механизма по ГОСТ 25835—83 (см. табл. 1.2.5).

Диапазон регулирования скорости вычисляется по показателям скоростных параметров крановых механизмов. Номинальная скорость подъема и перемещения механизма определяется условиями его работы и заданной производительностью механизма.

Для определения параметров ресурса (износостойкости) кранового электропривода выбранный электропривод должен удовлетворять данным, приведенным в табл. II.1.3 и соответствующим типу крана.

II.1.4. Сравнительные экономические данные электропривода

Элемент крановых электроприводов	Удельная стоимость 1 кВт мощности двигателя (руб./кВт) и управляющего устройства, отнесенного к 1 кВт мощности электропривода (руб./кВт) для интервала мощностей электропривода, кВт					
	2—5	5—12	12—30	30—70	70—150	Св. 150
Двигатели ($C_{дв}$):						
постоянного тока	120	72	38	28	26	25
асинхронные с фазным ротором	50	28	17	15	13	11
короткозамкнутые двух- и трех- скоростные	60	40	28	25	—	—
Комплекты (C_y):						
аппаратуры кулачкового контроллера	10	5,5	3,0	3,0	—	—
аппаратуры магнитного контроллера при диапазоне регулирования 1:4	75	40	16	9	7,5	6,5
аппаратуры магнитных контроллеров с динамическим торможением, с источником встречного напряжения, с импульсно-ключевым управлением	—	50	25	15	9	7,0
аппаратуры магнитного контроллера с динамическим торможением и высокой износостойкостью	—	—	—	25	15	12
питания и управления системы Г—Д	—	—	45	35	22	20
питания и управления системы УВ—Д	—	—	—	65	40	30
питания и управления системы с ПЧН	—	320	150	65	—	—
аппаратуры системы управления с тиристорным преобразователем напряжения	—	200	80	40	25	—

Выбор вида электропривода подтверждается на основе анализа его экономических и массогабаритных показателей. Экономическая оценка производится по формуле [9]

$$A = P(C_{дв} + C_y) + \frac{10(C_{дв} + C_y)PS_n}{S_{доп}} + 0,8 \cdot 10^{-4} \beta \gamma n_{вк} T P^{3/2},$$

где A — показатель затрат, руб.; P — номинальная мощность электродвигателя, кВт; $C_{дв}$ — удельная стоимость 1 кВт мощности электродвигателя, руб./кВт (табл. II.1.4); C_y — удельная стоимость управляющего устройства на 1 кВт мощности двигателя, руб./кВт; S_n — число включений за год работы (см. табл. II.1.3); $S_{доп}$ — износостойкость электропривода (допустимое число включений до проведения капитального ремонта) — см. табл. II.1.2; $0,8 \cdot 10^{-4}$ — усредненная стоимость электроэнергии на один пуск двигателя мощностью 1 кВт, руб./кВт; β — коэффициент, определяющий потери при пуске, торможении и регулировании скорости: $\beta = 2$ для магнитных контроллеров, управляющих асинхронными короткозамкнутыми двигателями, $\beta = 1$ для кулачковых и магнитных контроллеров, управляющих двигателями с фазным ротором, $\beta = 0,8$ для кулачковых и магнитных контроллеров, управляющих двигателями постоянного тока, а также трехскоростных короткозамкнутых двигателей, управляемых магнитными контроллерами, $\beta = 0,4$ для системы Г—Д, УВ—Д, ТПЧ—АД; γ — коэффициент, характеризующий приведенные моменты инерции механизмов: $\gamma = 1$ для механизмов подъема, изменения вылета стрелы, $\gamma = 2,5$ для механизмов передвижения тележки, поворота, $\gamma = 4 \div 8$ для механизмов передвижения крана; $n_{вк}$ — число включений в час; T — число часов работы в год (см. табл. II.1.3).

При близких экономических показателях двух систем (расхождение не более 15 %) предпочтение отдается системе, имеющей лучшие показатели по массе (табл. II.1.5). В связи с ограниченными возможностями установки на кране преобразовательных агрегатов или полупроводниковых преобразователей может возникнуть необходимость применения системы, не имеющей оптимальных экономических показателей.

В табл. II.1.6 приведена характеристика режимов работы электрооборудования в зависимости от факторов, определяющих режим работы механизма [О.51].

Для кранового оборудования используются следующие стандарты и ЕСКД:

ГОСТ 18311—80*. Изделия электротехнические. Термины и определения основных понятий;

ГОСТ 16593—79. Электроприводы. Термины и определения; СТ СЭВ 527—77. ЕСКД СЭВ. Схемы электрические. Классификация. Термины и определения;

СТ СЭВ 158—75. ЕСКД СЭВ. Схемы электрические. Общие требования к выполнению;

II.1.5. Сравнительные показатели по массе электропривода

Вид крановых электроприводов и управляющих устройств	Масса (кг), отнесенная к 1 кВт мощности, в интервале мощностей электропривода, кВт					
	2—5	5—12	12—30	30—70	70—150	Св. 150
С кулачковым контроллером	30	20	16	20	—	—
С магнитным контроллером переменного тока и диапазоном регулирования 1 : 4	58	35	21	24	18	16
С магнитным контроллером переменного тока с динамическим торможением или источником встречного напряжения	65	40	24	27	20	18
С магнитным контроллером постоянного тока	70	48	38	37	36	35
С магнитным контроллером и асинхронным короткозамкнутым двигателем	—	42	30	26	—	—
Система Г—Д	—	—	60	52	52	52
Система УВ—Д	—	—	—	36	40	36
ПЧН—АД с диапазоном регулирования (1 : 30) — (1 : 60)	—	65	42	35	—	—
ПЧН—АД с высокими динамическими показателями	—	—	25	20	—	—
С тиристорным преобразователем напряжения	—	45	26	28	20	—

- ГОСТ 2.747—68**. ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Размеры условных графических обозначений;
- ГОСТ 2.721—74*. ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения;
- ГОСТ 2.722—68**. ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Машины электрические;
- ГОСТ 2.727—68*. ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Разрядники, предохранители;
- ГОСТ 12139—84. Машины электрические вращающиеся. Ряды номинальных мощностей, напряжений и частот;
- ГОСТ 183—74*. Машины электрические вращающиеся. Общие технические условия;
- ГОСТ 12434—83 Е. Аппараты коммутационные низковольтные. Общие технические условия;
- ГОСТ 25835—83 (СТ СЭВ 2077—80). Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы;
- ГОСТ 2479—79 (СТ СЭВ 216—76). Машины электрические вращающиеся. Условные обозначения конструктивных исполнений по способу монтажа;
- ГОСТ 15150—69*. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов.

II.1.6. Различные режимы работы электрооборудования

Режим работы	Коэффициент использования				ПВ, %	Число включений в час	Температура окружающей среды, °С
	по грузо-подъемности К _{гр}	по времени					
		в течение года К _г	в течение суток К _с				
Легкий (Л)	1,00	Нерегулярная редкая работа			60	25	
	0,75						
	0,50	0,25	0,33	15			
	0,25	0,50	0,67	15			
Средний (С)	0,10	1,00	1,00	25	120	25	
	0,75	0,50	0,33	25			
	0,50	0,50	0,67	25			
	0,25	1,00	1,00	40			
Тяжелый (Т)	0,10	1,00	1,00	60	240	25	
	1,00	1,00	0,67	25			
	1,00	1,00	0,33	40			
	0,75	0,75	0,67	40			
Весьма тяжелый (ВТ)	0,50	1,00	1,00	40	300—600	45	
	0,25	1,00	1,00	60			
	1,00	1,00	1,00	60			
	0,75	1,00	1,00	60			

Примечание. При превышении указанных показателей электрооборудование должно быть отнесено к группе более тяжелого режима работы.

- Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды;
- ГОСТ 2.721—74. Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения;
- ГОСТ 2.722—68. Обозначения условные графические в схемах. Машины электрические;
- ГОСТ 2.723—68. Обозначения условные графические в схемах. Катшки индуктивности, дроссели, трансформаторы, автотрансформаторы и магнитные усилители;
- ГОСТ 2.725—68. Обозначения условные графические в схемах. Устройства коммутирующие;
- ГОСТ 2.726—68. Обозначения условные графические в схемах. Токосъемники;
- ГОСТ 2.727—68. Обозначения условные графические в схемах. Разрядники, предохранители;

ГОСТ 2.728—74. Обозначения условные графические в схемах. Резисторы; конденсаторы;
 ГОСТ 2.729—68. Обозначения условные графические в схемах. Приборы электроизмерительные;
 ГОСТ 2.730—73. Обозначения условные графические в схемах. Приборы полупроводниковые;
 ГОСТ 2.731—81. Обозначения условные графические в схемах. Приборы электровакуумные;
 ГОСТ 2.751—73. Обозначения условные графические в схемах. Электрические связи, провода, кабели и шины;
 ГОСТ 2.752—71. Обозначения условные графические в схемах. Устройства телемеханики;
 ГОСТ 2.753—79. Обозначения условные графические в схемах. Проводные средства связи ЕАСС;
 ГОСТ 2.755—74. Обозначения условные графические в схемах. Устройства коммутационные и контактные соединения;
 ГОСТ 2.756—76. Обозначения условные графические в схемах. Воспринимающая часть электромеханических устройств;
 ГОСТ 2.757—81. Обозначения условные графические в схемах. Элементы коммутационного поля коммутационных систем;
 ГОСТ 2.758—81. Обозначения условные графические в схемах. Сигнальная техника.

II.2. Выбор мощности двигателя

Выбор мощности электродвигателя по методике завода «Динамо». Этот метод учитывает параметры работы механизмов и энергетические свойства конкретных видов электропривода, выполняется в три этапа. На первом этапе производится предварительный выбор мощности двигателя, затем двигатель проверяется с учетом параметров режима работы и управляющего устройства, а на третьем этапе производится проверка двигателя по условиям обеспечения надежного пуска [9, 13].

Для определения предварительной мощности двигателя находится расчетная статическая мощность P_c (см. разд. VI, т. 2) при перемещении номинального груза. В соответствии с назначением крана определяется режим работы механизма (см. табл. I.2.4, I.2.5, II.1.6). По заданному диапазону регулирования скорости механизма, числу включений в час и другим параметрам выбирается управляющее устройство двигателя и его вид (см. табл. II.1.2).

Расчет предварительной мощности двигателя производится по формуле

$$P \geq P_c / k_T, \quad (II.1.1)$$

где k_T — коэффициент, учитывающий режим работы механизма, вид управляющего устройства и электропривода (табл. II.1.7).

II.1.7. Коэффициенты для выбора двигателя

Вид электропривода	№	k_d	k_T							
			Подъем при $[J_{\Sigma}/(1,2J_d)] \leq 2$, передвижение и поворот при $[J_{\Sigma}/(1,2J_d)] \leq 5$ для режимов				Передвижение и поворот при $[J_{\Sigma}/(1,2J_d)] > 5$ для режимов			
			Л	С	Т	ВТ	Л	С	Т	ВТ
Двигатель асинхронный с числом пар полюсов $2p$: односкоростной при $2p = 6$	0,83	4,0	1,35	1,00	0,65	0,30	0,20	—	—	—
двухскоростной при $2p = 4/24$	0,83	4,0	0,80	0,70	—	—	—	—	—	—
трехскоростной при $2p = 4/8/24$	0,83	4,0	1,30	0,95	0,55	0,20	—	—	—	—
Двигатель асинхронный: односкоростной в системе частотного регулирования	0,94	1,25	1,45	1,30	1,15	1,05	1,15	1,10	0,85	0,70
с фазным ротором при торможении противключением	0,76	1,25	1,45	1,20	0,95	0,75	0,75	0,65	0,35	0,20
с фазным ротором при динамическом торможении	0,81	1,25	1,50	1,30	1,10	0,90	0,90	0,85	0,50	0,30
Двигатель постоянного тока с параметрическим регулированием	0,81	1,25	2,00	1,25	1,10	0,80	1,25	0,85	0,50	0,30
Система управляемый выпрямитель — двигатель или система генератор — двигатель	0,94	1,25	2,00	1,30	1,15	0,85	1,40	1,00	0,75	0,50

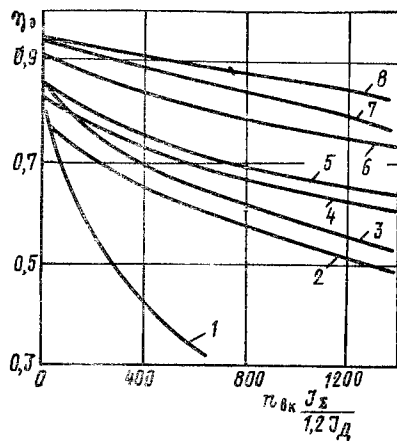


Рис. II.1.1. Зависимости $\eta_9 = f [n_{вк} J_{\Sigma} / (1,2 J_{д})]$ для различных электроприводов: 1 — с двухскоростными короткозамкнутыми двигателями при $2p = 4/24$; 2 — с параметрическим регулированием двигателей с фазным ротором при торможении противовключением; 3 — с трехскоростными короткозамкнутыми двигателями при $2p = 4/8/24$; 4 — с параметрическим регулированием двигателей с фазным ротором с динамическим торможением и двигателей постоянного тока, а также с односкоростными короткозамкнутыми двигателями при $2p = 6$; 5 — с трехскоростными короткозамкнутыми двигателями при $2p = 6$; 6 — с регулированием двухскоростных короткозамкнутых двигателей при наличии зоны частотного регулирования для $2p = 4/6$; 7 — с тиристорными электроприводами постоянного тока; 8 — с частотным регулированием односкоростными короткозамкнутыми двигателями

Для рассчитанной мощности по каталогу выбирается электродвигатель. Проверка выбранного двигателя на втором этапе производится по формуле

$$P_{н} \geq \frac{\eta_0 k_n k_9 \sqrt{P_{вд}/P_{вм}}}{k_0 k_p [\eta_0 - k_d (\eta_0 - \eta_9)]} P_c. \quad (II.1.2)$$

Здесь η_0 и η_9 — эквивалентный базовый и эквивалентный КПД, зависящие от вида электропривода и определяемые по кривым $\eta_9 = f [n_{вк} J_{\Sigma} / (1,2 J_{д})]$ (рис. II.1.1) соответственно: η_0 при числе включений в час $n_{вк} = 0$ (табл. II.1.7); η_9 — для приведенного числа включений в час $n'_{вк}$, которое находится по формуле

$$n'_{вк} = n_{вк} J_{\Sigma} / (1,2 J_{д}),$$

где $n_{вк}$ — число включений механизма в час (см. табл. II.1.6); J_{Σ} — суммарный момент инерции двигателя и механизма, кг·м²; $J_{д}$ — момент инерции двигателя, кг·м² ($J = GD^2/4$); k_n — коэффициент, учитывающий изменение потерь холостого хода от фактического питающего напряжения. При колебаниях сети от -5 до +10 %, для электродвигателей переменного тока значение k_n принимается равным 1, для двигателей постоянного тока $k_n \approx 1,05$. При колебаниях напряжения сети переменного тока в пределах ± 15 % номинального напряжения (строительные краны и др.) k_n принимается равным 1,15 [20]. При колебаниях сети постоянного тока см. работу [9]. k_9 — коэффициент, учитывающий степень загрузки электродвигателя (табл. II.1.8); $P_{вд}$, $P_{вм}$ — относительные продолжительности включения соответственно двигателя, выбираемого по каталогу, и механизма (см. табл. II.1.6); k_0 — коэффициент, характеризующий изменение потерь холостого хода в зависимости от $P_{вд}$; находится по кривым рис. II.1.2; k_p — коэффициент, учитывающий увеличение потерь на регулировочных характеристиках для систем с параметрическим управлением, $k_p = 1 \div 1,2$ ($\epsilon_p = 0,05$) — см. табл. II.1.8;

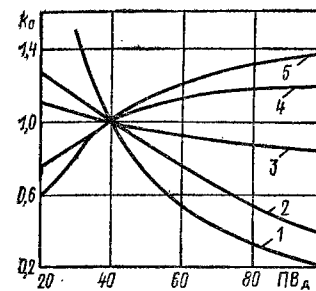


Рис. II.1.2. Зависимости $k_0 = f (P_{вд})$ для различных крановых двигателей: 1 — неветилируемых; 2 — для двигателей постоянного тока; 3 — вентилируемых малоскоростных; 4 — вентилируемых высокоскоростных (серии МТФ и МТН); 5 — вентилируемых высокоскоростных (серии МАП)

II.1.8. Расчетные коэффициенты для выбора мощности двигателя

Расчетный коэффициент	Режим работы			
	Л	С	Т	ВТ
ПВ, %	25	40	40	60
k_9	0,6	0,77	0,79	1,05
ϵ_p	0,05	0,075	0,1	0,125

k_d — коэффициент, учитывающий влияние динамических потерь энергии на нагрев двигателя (см. табл. II.1.7).

Если предварительно выбранный двигатель не удовлетворяет условию (II.1.2), принимается двигатель большей мощности и расчет повторяется. Проверка выбранного двигателя по условиям пуска производится в соответствии с условием

$$M_{\max} > k_{зм} (M_{с \max} + M_{дин}), \quad (II.1.3)$$

где M_{\max} — максимальный момент выбранного двигателя, Н·м; $k_{зм} = 1,25$ — коэффициент запаса по моменту; $M_{с \max}$ — максимальный момент статической нагрузки, Н·м; $M_{дин}$ — динамический момент, определяемый из условий обеспечения заданного ускорения (см. разд. VI, т. 2), Н·м.

Выбор мощности электродвигателя методом эквивалентных величин. Этот выбор целесообразно проводить при известной диаграмме нагрузки двигателя или строго цикличном графике работы механизма. Выбор мощности сводится к определению предварительной мощности двигателя по упрощенной нагрузочной диаграмме и последующей проверке на нагрев [О.24].

Для типового режима работы механизма строится упрощенная нагрузочная диаграмма (рис. II.1.3) для режимов: подъема груза ($M_{пг}$, Н·м; $t_{пг}$, с); спуска груза ($M_{сг}$, Н·м, $t_{сг}$, с); подъема ($M_{по}$, Н·м; $t_{по}$, с) и спуска ($M_{со}$, Н·м; $t_{со}$, с) грузозахватывающего приспособления. Определяется среднеквадратический момент: для механизма подъема

$$M_{п.ск} = \sqrt{\frac{M_{пг}^2 t_{пг} + M_{сг}^2 t_{сг} + M_{по}^2 t_{по} + M_{со}^2 t_{со}}{t_{пг} + t_{сг} + t_{по} + t_{со}}},$$

для механизма передвижения

$$M_{пер.ск} = \sqrt{(M_{тг}^2 t_{тг} + M_{то}^2 t_{то}) / (t_{тг} + t_{то})}.$$

При отсутствии точных данных о временах разгона и торможения привода и сложности их определения принимают $t_{пг} = t_{сг} = t_{по} = t_{со}$, тогда

$$M_{п.ск} = \sqrt{(M_{пг}^2 + M_{сг}^2 + M_{по}^2 + M_{со}^2) / 4}.$$

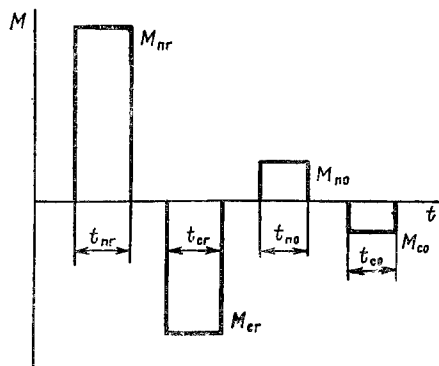


Рис. II.1.3. Упрощенная нагрузочная диаграмма механизма подъема

Предварительная мощность двигателя находится по формуле $P = k_1 M_{п. сн} \omega 10^{-3}$ (кВт), где k_1 — коэффициент, учитывающий увеличение мощности в переходных режимах, $k_1 = 1,15 \div 1,25$; ω — угловая скорость двигателя, рад/с.

Мощность P двигателя пересчитывается на стандартную продолжительность включения $P_n = P \sqrt{ПВ_1 / ПВ_n}$, где P_n — номинальная мощность двигателя, соответствующая стандартной продолжительности включения $ПВ_n$, кВт; P — мощность двигателя при фактической продолжительности включения $ПВ_1$, определяемой из упрощенной нагрузочной диаграммы, кВт. Затем по каталогу выбирается ближайший по мощности P_n двигатель.

Для построения полной нагрузочной диаграммы выбирается (см. табл. II.1.2) или проектируется управляющее устройство электропривода и рассчитываются механические характеристики электропривода для выбранного варианта. На характеристики наносятся участки, соответствующие типовым пусковым и тормозным режимам. Полная нагрузочная диаграмма электропривода $I = f(t)$ или $M = f(t)$ для заданного цикла работы строится по данным, полученным из механических характеристик [0.5]. Из нагрузочной диаграммы определяется эквивалентная сила тока (или момент) двигателя

$$I_9 = \sqrt{\frac{I_{пущ}^2 t_{пущ} + I_1^2 t_1 + \dots + I_n^2 t_n + I_{торм}^2 t_{торм}}{\alpha (t_{пущ} + t_{торм}) + t_1 + \dots + t_n}},$$

где $I_{пущ}$ и $I_{торм}$ — сила тока при пуске и торможении, А; $t_{пущ}$ и $t_{торм}$ — время пуска и торможения, с; $\alpha = 0,5 \div 0,7$ — коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения при пуске и торможении для самовентилируемых двигателей; I_1, I_n и t_1, t_n — текущие значения силы тока и времени.

Эквивалентная сила тока приводится к стандартной продолжительности включения $I_{9. ст} = I_9 \sqrt{ПВ_1 / ПВ_n}$. Проверяется неравенство номинальной силы тока двигателя $I_{нд}$ эквивалентной $I_{нд} \geq I_{9. ст}$. При невыполнении неравенства принимается двигатель большей мощности и расчет повторяется. Затем двигатель проверяется на условия пуска (II.1.3).

II.3. Технические данные электродвигателей переменного тока

Крановые и металлургические асинхронные двигатели переменного тока серий МТФ, МТН, 4МТН с фазным ротором, серий МТКФ, МТКН, 4МТКН с короткозамкнутым ротором в закрытом обдуваемом исполнении (степень защиты IP44 по ГОСТ 14254—80) рассчитаны для работы при повышенной температуре окружающей среды (+40 °С). Основной режим работы двигателей всех серий с ПВ = 40 %.

По способу монтажа (ГОСТ 2479—79) различаются двигатели следующего исполнения: на лапах для крепления к полу (1М1000); фланцевые или на лапах с вертикальным валом (1М2010); фланцевые или на лапах с горизонтальным валом (1М2000); фланцевые с вертикальным расположением вала (1М3010). По заказу двигатели могут выполняться с двумя одинаковыми концами вала.

Структура условного обозначения: МТКХ₁Х₂1Х₃—Х₄: М — машина; Т — трехфазная; К — с короткозамкнутым ротором (отсутствие буквы — с фазным ротором); Х₁ — класс нагревостойкости изоляции (F или H); Х₂ — условная величина наружного диаметра пакета статора (0—7); 1 — порядковый номер серии; Х₃ — условная длина пакета статора (1, 2, 3); Х₄ — число полюсов (6, 8, 10, 6/12, 6/16, 6/20, 6/24).

В условном обозначении двигателя после всех индексов, относящихся к модификации, вводят буквы и цифры, характеризующие вид климатического исполнения машины (табл. II.1.9) и категорию размещения (табл. II.1.10) — см. ГОСТ 15150—69*.

Технические данные двигателей приведены в табл. II.1.11—II.1.15. У двигателей серий МТФ, МТКФ, МТН, МТКН данные 30-минутного режима соответствуют данным с ПВ = 40 %, 60 мин — с ПВ = 60 %. Характеристики $I_1, M, \cos \varphi = f(S)$ представлены в каталоге 01.30.01 «Двигатели асинхронные трехфазного тока крановые и металлургические серий МТФ, МТКФ, МТН, МТКН». Их размеры приведены в табл. II.1.16 и II.1.17 и на рис. II.1.4 и II.1.5.

Двигатели новой серии 4МТН (табл. II.1.18) имеют перегрузочную способность $\lambda_m = M_{max} / M_{ном} = 2,8$. Данные 30-минутного режима соответствуют ПВ = 25 %, 60-минутного режима — ПВ = 40 %. Структура условного обозначения: 4МТКНФХ₁Х₂Х₃; 4 — номер серии; М — машина; Т — трехфазная; К — с короткозамкнутым ротором (отсутствие буквы — с фазным ротором); Н — класс нагревостойкости изоляции; Ф — с независимой вентиляцией (отсутствие буквы — самовентилируемая); Х₁ — высота оси вращения; Х₂ — размер по длине станины (S — короткая, М — средняя, L — длинная); Х₃ — число полюсов (6, 8, 10). Характеристики двигателей приведены в каталоге ЛК.01.40.05—80 «Двигатели асинхронные металлургические серий 4МТН225, 280 и 4МТКН225». Их размеры представлены в табл. II.1.19.

II.1.9. Основные виды климатического исполнения двигателей

Исполнение	Характеристика климатического района
У УХЛ	Районы с умеренным климатом, где средняя из ежегодных абсолютных максимумов температура воздуха равна или ниже +40 °С, а средняя из минимумов равна или выше -45 °С Макроклиматические районы с умеренным и холодным климатом, где средняя из ежегодных абсолютных минимумов температура воздуха ниже -45 °С
Т	Макроклиматические районы с влажным тропическим климатом, где сочетание температуры, равной или выше +20 °С, и относительной влажности, равной или выше 80 %, наблюдается примерно 12 или более часов в сутки за непрерывный период с 2 до 12 мес в году Макроклиматические районы с сухим тропическим климатом, где средняя из ежегодных абсолютных максимумов температура воздуха выше +40 °С
Примечание. Климатическое исполнение обозначается начальной буквой слова, характеризующего климатический район: Т — тропический, В — влажный, У — умеренный, С — сухой, М — морской, ХЛ — холодный и др.	

II.1.10. Основные исполнения двигателей по категории размещения

Категория	Условия эксплуатации
1 2 3	Эксплуатация на открытом воздухе Эксплуатация под навесом или в помещениях, где колебания температуры и влажности воздуха несущественно отличаются от колебаний на открытом воздухе Эксплуатация в закрытых помещениях

II.1.11. Основные технические данные электродвигателей серии MTF (50 Гц, 220/380 и 500 В; размеры см. в табл. II.1.16)

Тип двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ (%)				n, об/мин	КПД, %	M _{max} , Н·м	Момент инерции, кг·м ²	Масса, кг
	15	25	40	60					
MTF 011-6	2,0	—	—	—	800	55,0	39	0,021	51
	—	1,7	—	—	850	60,0			
	—	—	1,4	—	885	61,5			
	—	—	—	1,2	910	60,5			
MTF 012-6	3,1	—	—	—	785	58,0	56	0,029	58
	—	2,7	—	—	840	62,0			
	—	—	2,2	—	890	64,0			
	—	—	—	1,7	920	64,0			

Продолжение табл. II.1.11

Тип двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ (%)				n, об/мин	КПД, %	M _{max} , Н·м	Момент инерции, кг·м ²	Масса, кг
	15	25	40	60					
MTF 111-6	4,5	—	—	—	850	66,0	85	0,048	76
	—	4,1	—	—	870	68,0			
	—	—	3,5	—	895	70,0			
	—	—	—	2,8	920	72,0			
MTF 112-6	6,5	—	—	—	895	72,0	137	0,067	88
	—	5,8	—	—	915	74,0			
	—	—	5,0	—	930	75,0			
	—	—	—	4,0	950	74,0			
MTF 211-6	10,5	—	—	—	895	74,0	191	0,115	120
	—	9,0	—	—	915	77,0			
	—	—	7,5	—	930	77,0			
	—	—	—	6,0	945	78,0			
MTF 311-6	14,0	—	—	—	925	75,5	314	0,225	170
	—	13,0	—	—	935	77,0			
	—	—	11,0	—	945	79,0			
	—	—	—	9,0	960	77,0			
MTF 312-6	19,5	—	—	—	945	80,0	471	0,312	210
	—	17,5	—	—	950	81,0			
	—	—	15,0	—	955	82,0			
	—	—	—	12,0	965	81,0			
MTF 411-6	30,0	—	—	—	945	82,0	638	0,5	280
	—	27,0	—	—	955	83,0			
	—	—	22,0	—	965	83,5			
	—	—	—	18,0	970	83,0			
MTF 412-6	40,0	—	—	—	960	84,0	932	0,675	345
	—	36,0	—	—	965	84,5			
	—	—	30,0	—	970	85,5			
	—	—	—	25,0	975	83,5			
MTF 311-8	10,5	—	—	—	665	71,0	265	0,275	170
	—	9,0	—	—	680	72,0			
	—	—	7,5	—	695	73,0			
	—	—	—	6,0	710	72,0			
MTF 312-8	15,0	—	—	—	680	76,0	422	0,387	210
	—	13,0	—	—	695	76,5			
	—	—	11,0	—	705	77,0			
	—	—	—	8,2	720	75,5			
MTF 411-8	22,0	—	—	—	685	78,0	569	0,537	280
	—	18,0	—	—	700	80,0			
	—	—	15,0	—	710	81,0			
	—	—	—	13,0	715	81,0			
MTF 412-8	30,0	—	—	—	705	81,0	883	0,75	345
	—	26,0	—	—	715	82,0			
	—	—	22,0	—	720	82,0			
	—	—	—	18,0	730	81,0			

II.1.12. Основные технические данные электродвигателей серии МТКФ (50 Гц, 220/380 и 500 В; размеры см. в табл. II.1.16 и II.1.17)

Тип двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ (%)				n, об/мин	КПД, %	M max Н·м	Момент инерции, кг·м ²	Масса кг
	15	25	40	60					
МТКФ 011-6	2,0	—	—	—	780	56,0	41	0,02	47
	—	1,7	—	—	835	60,0			
	—	—	1,4	—	875	61,5			
	—	—	—	1,2	900	61,0			
МТКФ 012-6	3,1	—	—	—	785	61,5	66	0,027	53
	—	2,7	—	—	835	65,0			
	—	—	2,2	—	880	67,0			
	—	—	—	1,7	915	65,0			
МТКФ 111-6	4,5	—	—	—	825	67,0	103	0,045	70
	—	4,1	—	—	850	69,0			
	—	—	3,5	—	885	72,0			
	—	—	—	2,8	915	73,0			
МТКФ 112-6	6,5	—	—	—	845	69,5	172	0,065	80
	—	5,8	—	—	870	71,0			
	—	—	5,0	—	895	74,0			
	—	—	—	4,0	920	74,0			
МТКФ 211-6	10,5	—	—	—	800	68,0	216	0,11	110
	—	9,0	—	—	840	72,5			
	—	—	7,5	—	880	75,5			
	—	—	—	6,0	910	78,0			
МТКФ 311-6	14,0	—	—	—	880	76,0	382	0,212	155
	—	13,0	—	—	895	76,5			
	—	—	11,0	—	910	77,5			
	—	—	—	9,0	930	77,5			
МТКФ 312-6	19,5	—	—	—	900	79,0	589	0,3	195
	—	17,5	—	—	915	80,0			
	—	—	15,0	—	930	81,0			
	—	—	—	12,0	945	81,0			
МТКФ 411-6	30,0	—	—	—	905	80,0	765	0,475	255
	—	27,0	—	—	915	81,0			
	—	—	22,0	—	935	82,5			
	—	—	—	18,0	950	82,5			
МТКФ 412-6	40,0	—	—	—	910	81,5	981	0,637	315
	—	36,0	—	—	920	82,5			
	—	—	30,0	—	935	83,5			
	—	—	—	25,0	950	81,5			
МТКФ 311-8	10,5	—	—	—	660	73,0	324	0,275	155
	—	9,0	—	—	670	74,0			
	—	—	7,5	—	690	73,5			
	—	—	—	6,0	705	73,5			

Продолжение табл. II.1.12

Тип двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ (%)				n, об/мин	КПД, %	M max, Н·м	Момент инерции, кг·м ²	Масса, кг
	15	25	40	60					
МТКФ 312-8	15,0	—	—	—	675	78,0	500	0,387	195
	—	13,0	—	—	690	78,5			
	—	—	11,0	—	700	78,0			
	—	—	—	8,2	710	76,0			
МТКФ 411-8	22,0	—	—	—	660	76,5	657	0,537	255
	—	18,0	—	—	680	78,5			
	—	—	15,0	—	695	80,0			
	—	—	—	13,0	705	81,0			
МТКФ 412-8	30,0	—	—	—	675	79,0	981	0,75	315
	—	26,0	—	—	690	80,0			
	—	—	22,0	—	700	80,5			
	—	—	—	18,0	710	80,0			

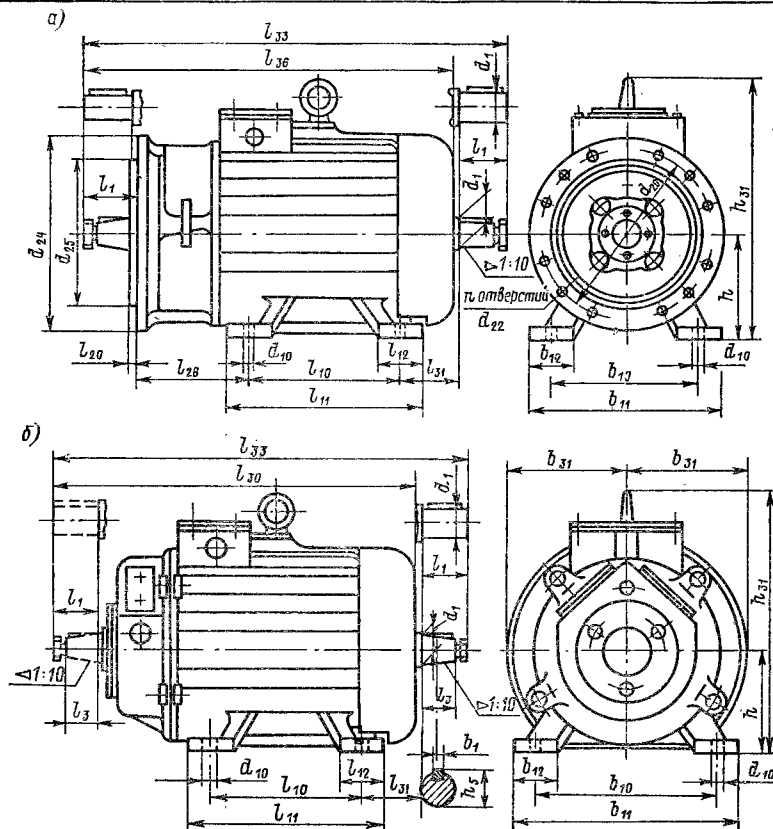


Рис. II.1.4. Основные габаритные и установочные размеры электродвигателей серий МТФ, МТН и 4МТ с фазным ротором: а — фланцевые, б — на лапах

II.1.13. Основные технические данные электродвигателей серии МТН (50 Гц, 220/380, 240/415, 400 и 500 В; размеры см. в табл. II.1.16)

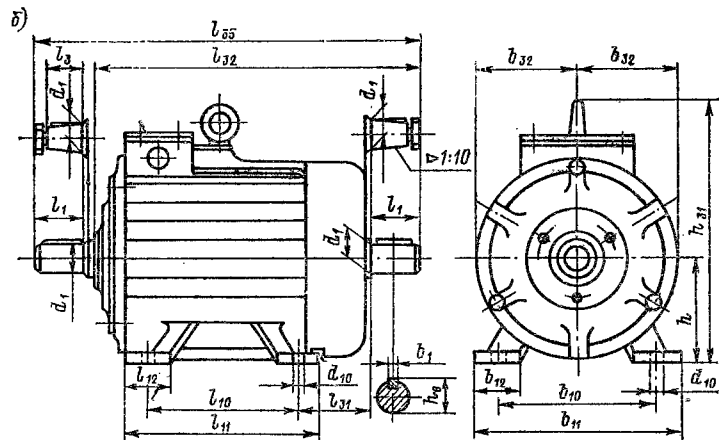
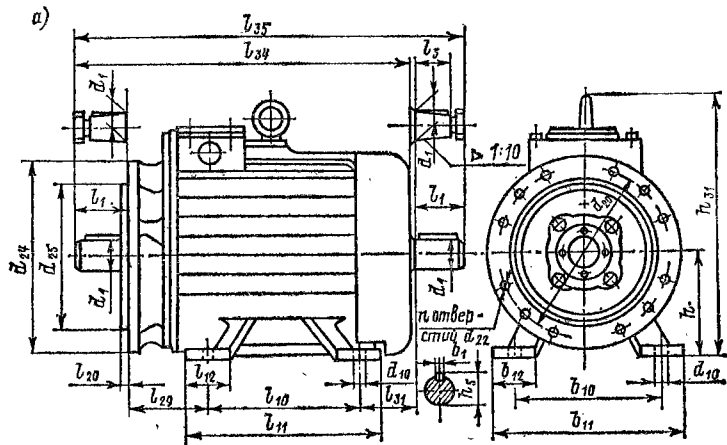


Рис. II.1.5. Основные габаритные и установочные размеры электродвигателей серий МТКР и МТКН с короткозамкнутым ротором: а — фланцевые; б — на лапах

Тип двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ (%)				n, об/мин	КПД, %	M макс. Н·м	Момент инерции, кг·м²	Масса, кг
	25	40	60	100					
МТН 111-6	3,5	—	—	—	870	64,0	83	0,047	76
	—	3,0	—	—	895	65,0			
	—	—	2,5	—	920	65,0			
	—	—	—	2,0	940	63,0			
МТН 112-6	5,3	—	—	—	885	69,0	118	0,067	88
	—	4,5	—	—	910	69,0			
	—	—	3,6	—	930	68,0			
	—	—	—	3,0	945	65,0			
МТН 211-6	8,2	—	—	—	900	72,0	196	0,115	120
	—	7,0	—	—	920	73,0			
	—	—	5,6	—	940	72,0			
	—	—	—	4,2	955	69,0			
МТН 311-6	13,0	—	—	—	925	76,0	314	0,225	170
	—	11,0	—	—	940	78,0			
	—	—	9,0	—	955	76,0			
	—	—	—	7,0	965	73,0			
МТН 312-6	17,5	—	—	—	945	80,0	471	0,312	210
	—	15,0	—	—	950	81,0			
	—	—	12,0	—	960	80,5			
	—	—	—	9,0	965	76,0			
МТН 411-6	27,0	—	—	—	950	82,0	638	0,5	280
	—	22,0	—	—	960	82,5			
	—	—	18,0	—	965	82,0			
	—	—	—	14,0	975	80,5			
МТН 412-6	36,0	—	—	—	955	83,5	932	0,675	345
	—	30,0	—	—	965	84,5			
	—	—	25,0	—	970	84,0			
	—	—	—	18,0	980	82,0			
МТН 311-8	9,0	—	—	—	675	70,5	265	0,275	170
	—	7,5	—	—	690	71,5			
	—	—	6,0	—	705	71,0			
	—	—	—	4,5	715	69,5			
МТН 312-8	13,0	—	—	—	690	77,0	422	0,312	210
	—	11,0	—	—	700	78,0			
	—	—	8,2	—	715	78,0			
	—	—	—	6,0	725	74,0			
МТН 411-8	18,0	—	—	—	695	78,0	569	0,537	280
	—	15,0	—	—	705	79,0			
	—	—	13,0	—	710	79,0			
	—	—	—	10,0	720	77,5			

Продолжение табл. II.1.13

Тип двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ (%)				n, об/мин	КПД, %	M _{max} Н·м	Момент инерции, кг·м ²	Мас- са, кг
	25	40	60	100					
МТН 711-10	125	—	—	—	580	89,5	4560	10,25	1550
	—	100	—	—	584	89,5			
	—	—	80,0	—	588	89,0			
	—	—	—	65,0	592	88,5			
МТН 712-10	155	—	—	—	580	88,5	5690	12,75	1700
	—	125	—	—	585	90,3			
	—	—	100	—	590	89,0			
	—	—	—	80	593	88,5			
МТН 713-10	200	—	—	—	582	90,5	7310	15,0	1900
	—	160	—	—	586	91,0			
	—	—	125	—	590	90,3			
	—	—	—	100	593	89,5			

II.1.14. Основные технические данные электродвигателей серии МТКН (50 Гц, 220/380, 240/415, 400 и 500 В; размеры см. в табл. II.1.16, II.1.17)

Тип двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ (%)				n, об/мин	КПД, %	M _{max} Н·м	Момент инерции, кг·м ²	Мас- са, кг
	25	40	60	100					
МТКН 111-6	3,5	—	—	—	890	67,5	97	0,045	70
	—	3,0	—	—	910	68,0			
	—	—	2,5	—	930	68,0			
	—	—	—	2,0	945	65,5			
МТКН 112-6	5,3	—	—	—	875	71,0	155	0,065	80
	—	4,5	—	—	900	71,5			
	—	—	3,6	—	925	72,0			
	—	—	—	3,0	940	71,5			
МТКН 211-6	8,2	—	—	—	875	71,5	226	0,11	110
	—	7,0	—	—	895	73,0			
	—	—	5,6	—	920	74,0			
	—	—	—	4,2	940	73,0			
МТКН 311-6	13,0	—	—	—	895	76,5	383	0,212	155
	—	11,0	—	—	910	77,5			
	—	—	9,0	—	930	77,5			
	—	—	—	7,0	945	75,0			
МТКН 312-6	17,5	—	—	—	915	80,0	589	0,3	195
	—	15,0	—	—	930	81,0			
	—	—	12,0	—	945	81,0			
	—	—	—	9,0	960	80,0			

Продолжение табл. II.1.14

Тип двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ (%)				n, об/мин	КПД, %	M _{max} Н·м	Момент инерции, кг·м ²	Мас- са, кг
	25	40	60	100					
МТКН 411-6	27,0	—	—	—	915	81,0	765	0,475	255
	—	22,0	—	—	935	82,5			
	—	—	18,0	—	950	82,5			
	—	—	—	14,0	960	81,5			
МТКН 412-6	36,0	—	—	—	920	82,5	981	0,637	315
	—	30,0	—	—	935	83,5			
	—	—	25,0	—	950	83,0			
	—	—	—	18,0	965	81,5			
МТКН 311-8	9,0	—	—	—	670	74,0	324	0,275	155
	—	7,5	—	—	690	73,5			
	—	—	6,0	—	705	73,5			
	—	—	—	4,5	715	73,0			
МТКН 312-8	13,0	—	—	—	690	78,5	500	0,387	195
	—	11,0	—	—	700	78,0			
	—	—	8,2	—	710	76,0			
	—	—	—	6,0	720	76,5			
МТКН 411-8	18,0	—	—	—	680	78,5	657	0,537	255
	—	15,0	—	—	695	80,0			
	—	—	13,0	—	705	81,0			
	—	—	—	10,0	715	79,5			
МТКН 512-8	45,0	—	—	—	680	81,0	1470	1,425	540
	—	37,0	—	—	695	83,0			
	—	—	31,0	—	705	84,0			
	—	—	—	25,0	715	85,0			

II.1.15. Основные технические данные многоскоростных крановых двигателей (размеры см. в табл. II.1.16, II.1.17)

Тип двигателя	Число полюсов	Мощность, кВт	ПВ, %	n, об/мин	M _{max} Н·м	Момент инерции, кг·м ²	Масса, кг
МТКН 211-6/12	6	2,2	40	930	59	0,062	110
	12	1,0	15	415	49		
МТКН 311-6/16	6	3,5	40	920	98	0,115	155
	16	1,1	15	305	69		
МТКН 312-6/16	6	5,0	40	925	142	0,167	195
	16	1,8	15	305	108		

Продолжение табл. II.1.15

Тип двигателя	Число полюсов	Мощность, кВт	ПВ, %	n, об/мин	M _{пmax} , Н·м	Момент инерции, кг·м ²	Масса, кг
МТКН 411-6/16	6 16	7,5 2,4	40 15	930 300	215 167	0,3	255
МТКН 412-6/16	6 16	11,0 3,5	40 15	940 295	383 226	0,4	315
МТКН 511-6/20	6 20	16,0 3,4	40 15	925 235	490 314	0,575	430
МТКН 512-6/20	6 20	22,0 4,5	40 15	925 223	690 470	0,8	530
МТКФ 211-4/12	4 12	4,0 1,1	25 15	1385 395	73 52	0,047	100
МТКФ 410-4/24	4 24	7,0 0,8	25 15	1370 200	108 85	0,247	240
МТКФ 411-4/24	4 24	10,0 1,2	25 15	1360 165	176 118	0,247	250
МТКФ 412-4/24	4 24	15,0 1,5	25 15	1365 175	285 145	0,462	300
МТКФ 511-4/24	4 24	22,0 2,0	25 15	1395 175	432 236	0,575	410
МТКФ 611-4/8/24	4 8 24	30,0 15,0 3,7	25 15 15	1415 690 165	667 589 363	1,112	595
МТКФ 612-4/8/24	4 8 24	45,0 20,0 —	25 15 15	1405 687 194	981 706 532	1,375	710

Единая серия асинхронных короткозамкнутых двигателей 4А (табл. II.1.20) охватывает диапазон мощности 0,06—400 кВт и состоит из 17 габаритов по высоте вращения от 50 до 355 мм. Структура условного обозначения: 4АХ₁Х₂Х₃Х₄Х₅Х₆Х₇Х₈Х₉; 4 — порядковый номер серии; А — асинхронный двигатель; Х₁ — степень защиты (Н — IP23 только в основном исполнении, отсутствие буквы — IP44 или IP54); Х₂ — дополнительные буквы для модификации двигателя (Р — с повышенным моментом, С — с повышенным скольжением, В — встраиваемые, Е — однофазные); Х₃ — высота оси вращения; Х₄ — установочный размер по длине станины (S, M, L); Х₅ — длина сердечника статора (А или В, отсутствие буквы означает только одну длину сердечника); Х₆ — число полюсов, в многоскоростных двигателях указываются все полюса, на которые переключаются их обмотки; Х₇ — дополнительные буквы или модификации двигателя (Н — малозумный, Б — со встроенной температурной защитой, П — с повышенной точностью по установочным размерам, К — с привязкой мощности к установочным размерам по DIN 42673 и DIN 42667, Х — химически стойкие, СХ — сельскохозяйственные); Х₈ — климатическое исполнение (У, Т, ХЛ); Х₉ — категория размещения (1, 2, 3, 4, 5). Технические данные двигателей серии 4А основного исполнения с повышенным пусковым моментом, с повышенным скольжением, многоскоростных, однофазных, со встроенной температурной защитой, малозумных, с привязкой мощностей к установочным размерам, тропического, влагоморозного, химически стойкого и сельскохозяйственного исполнений приведены в каталоге 01.40.22—81 «Двигатели асинхронные единой серии 4А мощностью 0,06—400 кВт».

Для работы на морских судах и в народном хозяйстве применяются асинхронные короткозамкнутые электродвигатели с повышенным скольжением серии МАП 120—720 с тормозами серии ТМТ 12—72 и без тормозов. Двигатели мощностью от 1,2 до 85 кВт выпускаются: односкоростными с синхронной частотой вращения 1000 и 1500 об/мин; двухскоростными и трехскоростными — для кратковременного и повторнократковременного режимов работы; двухскоростными — для кратковременного режима работы, допускающими стоянку под током короткого замыкания; одно-, двух- и трехскоростными — для работы в системах частотного регулирования (табл. II.1.21). Структура условного обозначения: МАПХ₁2Х₂—Х₃/Х₃/Х₃Х₄Х₅—М — машина; А — асинхронная; П — повышенного скольжения; Х₁ — условный габаритный размер по диаметру статора (1, 2, 4, 5, 6 или 7); 2 — порядковый номер серии; Х₂ — условный габаритный размер по длине статора на одном диаметре (1 или 2); Х₃ — число полюсов (одно-, двух- или трехскоростной двигатель); Х₄ — климатическое исполнение; Х₅ — категория размещения. Характеристики двигателя приведены в ТУ 16—513.334—77 «Электродвигатели асинхронные серии МАП 120—720 с тормозами серии ТМТ 12—72».

II.1.16. Основные размеры (мм) электродвигателей серии MTF и MTH (рис. II.1.4)

Тип двигателя	b_1	b_{10}	b_{11}	b_{12}	b_{31}	d_1	d_{10}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{28}	h	h_6	h_{31}
MTF011	8	180	230	50	133	28	19	255	14	280	215	112	31,0	302
MTF012	8	180	230	50	133	28	19	255	14	280	215	112	31,0	302
MTF (H) 111	10	220	290	60	137	35	19	300	18	330	250	132	38,0	342
MTF (H) 112	10	220	290	60	137	35	19	300	18	330	250	132	38,0	342
MTF (H) 211	12	245	320	65	158	40	24	300	18	330	250	160	43,0	385
MTF (H) 311	14	280	350	75	176	50	24	300	18	350	250	180	53,5	444
MTF (H) 312	14	280	350	75	176	50	24	300	18	350	250	180	53,5	444
MTF (H) 411	16	330	440	90	198	65	28	350	18	400	300	225	63,15	527
MTF412	16	330	440	90	198	65	28	350	18	400	300	225	63,15	527
MTH711	25	640	790	145	383	110	48	—	—	—	—	400	106,8	933
MTH712	25	640	790	145	383	110	48	—	—	—	—	400	106,8	933
MTH713	25	640	790	145	383	110	48	—	—	—	—	400	106,8	933

Примечание. l_{36}^* — только для вертикально-фланцевого исполнения двигателя

II.1.17. Дополнительные размеры (мм) электродвигателей серий MTKF и MTKH (рис. II.1.5) (см. также табл. II.1.16; технические данные см. в табл. II.1.12, II.1.14)

Тип двигателя	b_{32}	l_{28}	l_{32}	Мощность на валу (кВт) при ПВ (%)		
				l_{34}^*	l_{34}	l_{35}
MTKF011	118	96	415,5	449	421	485
MTKF012	118	96	450,5	484	456	520
MTKF (H) 111	134	98	484,5	516	488	574
MTKF (H) 112	134	98	524,5	556	528	614
MTKF (H) 211	156	104	586	616	588	706
MTKF (H) 311	180	118,5	637	659	631	748,5
MTKF (H) 312	180	118,5	712	734	706	823,5
MTKF (H) 411	211	117	749	780	752	899
MTKF (H) 412	211	117	824	855	827	974
MTKH511	236	174	865	892	864	1015
MTKH512	236	174	965	992	964	1115

Примечание. l_{34}^* — только для вертикально-фланцевого исполнения двигателя с одним концом вала.

(технические данные см. в табл. II.1.11—II.1.14)

l_1	l_3	l_{10}	l_{11}	l_{12}	l_{20}	l_{28}	l_{30}	l_{31}	l_{33}	n	l_{36}^*	l_{38}	Концы валов
60	—	150	200	60	4	183	515,5	132	685	4	520	550,0	
60	—	190	240	60	4	183	550,5	127	620	4	555	585,5	
80	—	235	285	60	5	183	583,5	140	673	4	586	616,5	
80	—	235	285	60	5	183	623,5	135	713	4	626	656,5	
110	—	243	306	70	5	207	700,5	150	820	4	701	731,5	
110	—	260	320	80	5	224	748,0	155	860	8	742	771,5	
110	—	320	380	80	5	224	823,0	170	935	8	817	846,5	
140	105	325	395	85	5	237	877,0	175	1027	8	880	910,0	
140	105	420	480	85	5	237	952,5	165	1102	8	955	985,0	
210	165	440	580	155	—	—	1423,0	323	1645	8	—	—	
210	165	510	650	155	—	—	1493,0	323	1715	8	—	—	
210	165	590	730	155	—	—	1573,0	323	1795	8	—	—	

для с одним концом вала

II.1.18. Основные технические данные электродвигателей серии 4MTH (50 Гц, 220/380, 230/400, 240/415, 380/600 и 500 В; размеры см. в табл. II.1.19)

Тип двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ (%)					n , об/мин	КПД, %	Момент инерции, кг·м ²	Масса, кг
	15	25	40	60	100				
4MTH 225M6	52	—	—	—	—	940	85,0	0,75	420
	—	43	—	—	—	945	86,0		
	—	—	37	—	—	950	87,0		
	—	—	—	30	—	960	87,0		
	—	—	—	—	22	970	86,0		
4MTH 225L6	75	—	—	—	—	945	85,0	1,02	500
	—	65	—	—	—	950	86,0		
	—	—	55	—	—	960	87,0		
	—	—	—	44	—	965	86,0		
	—	—	—	—	33	970	85,0		
4MTH 225M8	42	—	—	—	—	700	82,0	0,95	420
	—	36	—	—	—	705	83,0		
	—	—	30	—	—	715	84,0		
	—	—	—	24	—	720	84,0		
	—	—	—	—	15	730	81,0		
4MTH 225L8	52	—	—	—	—	705	84,0	1,27	500
	—	44	—	—	—	715	85,0		
	—	—	37	—	—	720	85,0		
	—	—	—	30	—	725	85,0		
	—	—	—	—	22	730	84,0		
4MTH 280S6	105	—	—	—	—	945	86,0	3,3	750
	—	90	—	—	—	950	87,0		
	—	—	75	—	—	955	88,0		
	—	—	—	60	—	960	89,0		
	—	—	—	—	45	970	88,0		

Продолжение табл. II.1.18

Тип двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ (%)					n, об/мин	КПД, %	Момент инерции, кг·м ²	Мас- са, кг
	15	25	40	60	100				
4МТН 280L6	154	—	—	—	—	960	88,0	4,8	970
	—	132	—	—	—	965	89,0		
	—	—	110	—	—	970	90,0		
	—	—	—	88	—	975	89,0		
	—	—	—	—	66	980	89,0		
4МТН 280S8	77	—	—	—	—	700	84,0	3,7	750
	—	66	—	—	—	705	85,0		
	—	—	55	—	—	710	86,0		
	—	—	—	44	—	715	86,0		
	—	—	—	—	33	720	85,0		
4МТН 280M6	105	—	—	—	—	710	85,0	4,5	850
	—	90	—	—	—	715	86,0		
	—	—	75	—	—	720	87,0		
	—	—	—	60	—	725	86,0		
	—	—	—	—	45	730	85,0		
4МТН 280L8	125	—	—	—	—	710	86,0	5,5	1000
	—	108	—	—	—	715	87,0		
	—	—	90	—	—	720	88,0		
	—	—	—	72	—	725	88,0		
	—	—	—	—	54	730	87,0		
4МТН 280S10	63	—	—	—	—	555	82,0	3,8	750
	—	54	—	—	—	560	84,0		
	—	—	45	—	—	565	85,0		
	—	—	—	36	—	570	86,0		
	—	—	—	—	27	575	85,0		
4МТН 280M10	84	—	—	—	—	555	84,0	4,6	850
	—	72	—	—	—	565	85,0		
	—	—	60	—	—	570	86,0		
	—	—	—	48	—	575	87,0		
	—	—	—	—	36	580	87,0		
4МТН 280L10	105	—	—	—	—	560	86,0	5,6	1000
	—	90	—	—	—	565	87,0		
	—	—	75	—	—	570	87,0		
	—	—	—	60	—	575	87,0		
	—	—	—	—	45	580	86,0		

II.1.19. Основные размеры (мм) электродвигателей серии 4МТ (рис. II.1.4, б)
(технические данные см. в табл. II.1.18)

Тип двигателя	b ₁	b ₁₀	b ₁₁	b ₁₂	d ₁	d ₁₀	h	h ₃₁
4МТН225М 4МТН225Л 4МТКН225М 4МТКН225Л	18	356	435	95	70	19	225	545
4МТН280S 4МТН280M 4МТН280L	22	457	540	125	90	24	280	740
4МТН200LB 4МТКН200LB	16	318	400	80	65	19	200	520
Тип двигателя	l ₁	l ₁	l ₁₀	l ₁₁	l ₁₂	l ₃₀	l ₃₁	l ₃₃
4МТН225М 4МТН225Л 4МТКН225М 4МТКН225Л	140	105	311 356 311 356	364 404 364 404	92	960 1070 797 907	149	1110 1220 945 1055
4МТН280S 4МТН280M 4МТН280L	170	130	368 419 457	426 477 515	122	1100 1180 1270	190	1255 1345 1435
4МТН200LB 4МТКН200LB	140	105	305	—	—	920 780	133	1075 930

II.1.20 Данные по мощности и частоте вращения двигателей серии 4А основного исполнения

Тип и исполнение двигателя	P, кВт	n, об/мин
<i>IP44, IP54</i>		
4А50А2У5—4А355М2У3	0,09—315	3000
4А50А4У3—4А355М4У3	0,06—315	1500
4А63А6У3—4А355М6У3	0,18—200	1000
4А71В8У3—4А355М8У3	0,26—160	750
4А250S10У3—4А355М10У3	30—110	600
4А315S12У3—4А315М12У3	45—90	500
Тип и исполнение двигателя	P, кВт	n, об/мин
<i>IP23</i>		
4АН160S2У3—4АН355М2У3	22—400	3000
4АН160S4У3—4АН355М4У3	18,5—400	1500
4АН180S6У3—4АН355М6У3	18,5—250	1000
4АН180S8У3—4АН355М8У3	15,0—200	750
4АН280S10У3—4АН355М10У3	45—132	600
4АН315S12У3—4АН255М12У3	55—110	500

II.1.21. Основные технические данные многоскоростных двигателей для работы в системах с частотным регулированием

Тип двигателя	Число полюсов	Мощность, кВт	ПВ, %	n , об/мин	M_{max} , Н·м	Момент инерции кг·м ²	Масса, кг
МАП 422-4/8	4	18,0	25	1405	422	0,2	215
	8	8,0	15	645	295		
МАП 422-4/12	4	10,0	40	1410	236	0,2	215
	12	3,5	15	445	216		
МАП 521-4/12	4	38,0	30 мин	1365	755	0,575	435
	12	12,0	15 мин	405	638		
МАП 622-4/6/12 обдуваемый	4	52,0	40	1355	883	1,5	710
	6	40,0	25	870	883		
	12	—	25	430	1275		
МАП 622-4/8/8 обдуваемый	4	52,0	40	1380	883	1,5	710
	8	30,0	40	690	1050		
	8	8,6	25	210	834		

Крановые электродвигатели серии ВКр с тормозами, взрывозащищенного исполнения выпускаются мощностью от 1,5 до 7,5 кВт с частотой питающей сети 50 и 60 Гц [19].

II.4. Технические данные электродвигателей постоянного тока

Крановые и металлургические двигатели постоянного тока серии Д выпускаются: тихоходные — для механизмов с числом включений до 2000 в час и быстроходные, рассчитанные на 300 включений в час (табл. II.1.22, II.1.23, рис. II.1.6). По способу монтажа они соответствуют двигателям переменного тока (см. п. II.3). Двигатели вертикального исполнения обозначаются ДВ. Двигатели до исполнения 808 имеют неразъемные станины, с 810 — разъемные. Номинальными данными закрытых двигателей являются данные режима 60 мин, а защищенных двигателей с независимой вентиляцией — ПВ = 100 %. Двигатели с параллельным возбуждением и стабилизирующей обмоткой допускают увеличение номинальной угловой скорости в 2—2,5 раза уменьшением тока возбуждения и в 2 раза — путем повышения напряжения (двигатели на 220 В). Обмотки параллельного возбуждения двигателей, состоящие из двух групп, при включении на 220 В соединяют последовательно, на 110 В — параллельно, на 440 В — последовательно с добавочными резисторами. Пере-

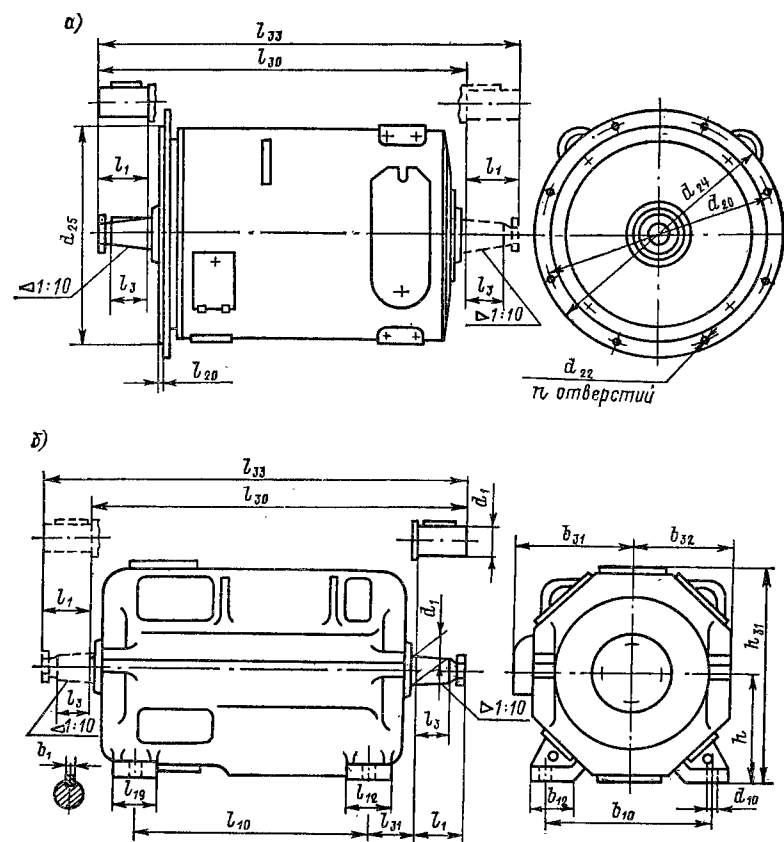


Рис. II.1.6. Основные габаритные и установочные размеры электродвигателей серии Д: а — фланцевые; б — на лапах

грузочная способность по силе тока двигателей показана на рис. II.1.7. Рабочие характеристики двигателей P , M , ω , $\eta = f(I)$ приведены в каталоге 01.19.01—78 «Двигатели постоянного тока металлургические и крановые серии Д мощностью 2,5—185 кВт».

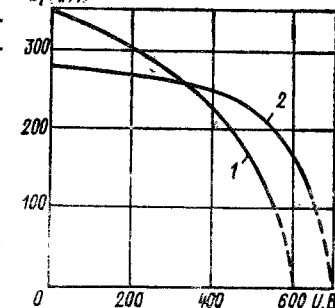


Рис. II.1.7. Перегрузочная способность I/I_n электродвигателей серии Д в зависимости от напряжения: 1 — для двигателей на 220 В; 2 — для двигателей на 440 В

И.1.22. Основные технические данные электродвигателей серии Д (размеры см. в табл. И.1.23)

Тип двигателя	Мощность, сила тока, частота вращения, максимальный момент при ПВ (%)															
	15			25			40			60			100			
	$P_{н}$ кВт	$I_{н}$ А	n об/мин	$P_{н}$ кВт	$I_{н}$ А	n об/мин	$P_{н}$ кВт	$I_{н}$ А	n об/мин	M , Н·м	$P_{н}$ кВт	$I_{н}$ А	n об/мин	$P_{н}$ кВт	$I_{н}$ А	n об/мин
Напряжение 220 В, возбуждение последовательное, тихоходные двигатели																
Д12	3,4	25	800	3,0	19	960	2,4	15	1150	86	2,1	12	1300	1,4	8	1770
Д21	5,3	35	780	4,5	28	900	3,6	22	1040	191	3,1	19	1180	1,8	11	1630
Д22	7,0	44	770	6,0	36	850	4,8	28	970	270	4,2	24	1100	2,6	15	1520
Д31	10,0	62	690	8,5	50	770	6,8	39	900	382	5,6	32	1000	3,5	20	1330
Д32	14,5	85	600	12,0	68	675	9,5	53	760	675	8,5	45	810	4,7	26	1140
Д41	20,0	115	580	17,0	94	630	13,0	71	730	930	11,5	62	780	6,5	35	1050
Д806	26,5	147	530	22,0	118	580	17,0	92	640	1420	14,0	73	700	8,5	46	880
Д808	39,0	210	505	32,0	170	560	24,0	125	615	2650	19,0	100	700	11,5	62	900
Д810	60,0	320	490	49,0	255	520	35,0	182	610	4210	29,0	150	620	17,0	90	760
Д812	79,0	415	470	64,0	330	510	47,0	242	560	6020	37,0	190	615	21,5	115	815
Д814	111,0	570	470	87,0	445	500	70,0	356	550	9100	46,0	235	640	27,0	140	900
Д816	140,0	710	460	109,0	550	510	85,0	430	540	12750	57,0	290	700	32,0	170	1000
Д818	187,0	940	415	152,0	760	445	106,0	530	500	17150	73,0	370	575	45,0	240	750
Напряжение 220 В, возбуждение последовательное, быстроходные двигатели																
Д21	6,6	41	1070	5,5	33	1200	4,4	26	1340	176	3,7	22	1520	2,0	13	2300
Д22	9,5	57	1080	8,0	46	1200	6,5	37	1300	265	5,5	31	1480	3,2	18	2100
Д31	14,5	83	980	12,0	67	1100	9,5	53	1190	412	8,0	44	1350	4,5	25	1750
Д32	21,0	116	920	17,0	92	1000	13,5	72	1100	715	11,0	58	1250	6,5	36	1600
Д41	28,0	155	890	23,0	124	970	18,0	96	1060	940	15,0	80	1170	9,0	48	1500
Д806	36,0	190	870	29,5	155	940	23,0	120	1010	1375	19,5	105	1060	12,0	65	1280
Д808	50,0	260	705	40,0	210	770	30,0	155	850	2450	25,0	130	940	15,0	80	1150
Напряжение 440 В, возбуждение последовательное, тихоходные двигатели																
Д21	4,7	16	900	4,0	13	1050	3,1	10	1230	116	2,6	9	1350	1,5	5	1800
Д31	8,2	26	700	7,0	21	770	5,2	16	900	255	4,3	14	970	2,5	9	1190
Д41	19,0	55	600	16,0	45	660	12,5	35	760	696	11,0	30	810	6,0	17	1090
Напряжение 440 В, возбуждение последовательное, быстроходные двигатели																
Д808	39,0	105	505	32,0	85	560	24,0	63	615	2160	19,0	50	700	11,5	31	900
Д810	60,0	160	490	49,0	127	520	35,0	91	610	3290	29,0	75	620	17,0	45	760
Д812	76,0	200	475	62,0	160	515	45,0	115	590	4270	35,0	90	625	29,5	55	825
Д814	111,0	285	470	87,5	223	500	66,0	168	565	7310	46,0	117	640	27,5	70	900
Д816	140,0	355	460	109,0	275	510	85,0	215	540	9810	57,0	145	700	32,0	85	1000
Д818	187,0	470	415	152,0	380	445	100,0	250	515	13730	73,0	185	575	45,0	120	750
Напряжение 220 В, возбуждение параллельное со стабилизацией² и без стабилизации², тихоходные двигатели																
Д22	8,4	26	1050	7,0	20	1180	5,6	17	1300	181	4,5	14	1420	2,5	8	1900
Д32	19,7	56	960	16,0	44	1050	12,6	34	1200	535	10,0	28	1320	5,7	17	1720
Д806	36,0	95	870	29,5	77	940	23,0	60	1010	1080	19,5	52	1060	12,0	32	1280
Напряжение 220 В, возбуждение параллельное со стабилизацией² и без стабилизации², тихоходные двигатели																
Д112	3,0	23	1100	3,0	18	1100	2,4	14	1200	57	2,0	11	1230	1,1	6	1290
Д21	5,2	32	980	4,5	26	1010	3,6	21	1060	57	2,9	16	1100	1,6	9	1160
Д22	7,2	41	1070	6,0	33	1030	4,8	26	1120	90	3,6	20	1140	2,0	12	1200
Д31	10,5	60	810	8,5	47	800	6,8	37	850	127	5,4	29	870	3,0	17	910
Д32	14,5	82	740	12,0	65	760	9,5	51	770	201	7,5	39	790	4,0	22	940
Д41	19,0	105	680	16,0	85	660	13,0	70	700	373	9,5	50	800	5,5	30	815
Д806	24,5	130	680	20,0	104	695	16,0	84	720	549	12,0	62	730	7,5	35	740
Д808	37,0	190	605	30,0	150	630	22,0	112	705	677	17,0	85	715	6,5	50	710
			625			630			620	1450			625			635
			635			630			630	1295			635			640

Тип двигателя	Мощность, сила тока, частота вращения, максимальный момент при ПВ (%)															
	15			25			40			60			100			
	Р _н , кВт	I _н , А	n, об/мин	Р _н , кВт	I _н , А	n, об/мин	Р _н , кВт	I _н , А	n, об/мин	М, Н·м	Р _н , кВт	I _н , А	n, об/мин	Р _н , кВт	I _н , А	n, об/мин
Д810	50,0	255	580/595	40,0	205	585/595	29,0	148	590/600	2160/1910	22,5	115	590/600	12,0	65	595/605
Д812	66,5	335	535/545	53,5	270	540/550	38,0	192	555/565	3190/2795	28,5	145	560/570	16,0	85	565/575
Д814	100,0	495	540/550	80,0	395	545/555	55,0	280	550/560	4810/4270	38,5	196	550/560	20,5	110	555/565
Д816	125,0	620	525/535	97,0	480	525/535	70,0	350	525/535	6870/6030	47,0	240	530/540	24,0	130	535/545
Д818	165,0	820	460/470	130,0	650	460/470	83,0	415	460/470	9025/7950	58,0	292	465/475	32,0	166	470/480

Напряжение 220 В, возбуждение параллельное со стабилизацией¹ и без стабилизации², тихоходные двигатели

Д21	6,8	39	1370/1420	5,5	31	1360/1400	4,4	25	1460/1500	90/78	3,4	19	1500/1520	2,0	12	1550/1570
Д22	10,0	56	1480/1560	8,0	44	1430/1490	6,5	34	1510/1570	127/108	5,0	28	1520/1550	2,5	15	1580/1600
Д31	15,0	82	1320/1390	12,0	64	1300/1350	9,5	51	1360/1420	206/181	7,0	38	1410/1440	4,0	22	1450/1480
Д32	20,0	106	1180/1230	16,0	84	1130/1180	13,0	68	1190/1240	363/304	10,0	52	1200/1240	5,5	30	1240/1290
Д41	27,0	140	1090/1160	22,0	114	1060/1110	17,5	91	1120/1160	520/446	13,0	68	1130/1170	7,0	40	1150/1170

Д806	33,0	170	1050/1060	27,5	140	1050/1060	21,0	110	1050/1060	726/623	15,0	80	1050/1060	8,5	47	1050/1060
Д808	43,0	220	790/825	35,0	175	800/825	26,0	134	810/825	1325/1175	19,0	96	815/830	10,0	57	825/835

Напряжение 440 В, возбуждение параллельное со стабилизацией¹ и без стабилизации², тихоходные двигатели

Д21	4,7	15	1200/1220	4,0	12	1190/1210	3,1	10	1280/1300	61/54	2,5	8	1310/1320	1,2	4	1390/1395
Д31	8,6	26	845/865	7,0	20	830/850	5,2	15	890/910	142/128	4,3	13	900/910	2,2	7	935/840
Д41	18,0	50	685/700	15,0	40	670/680	12,5	34	710/720	392/348	9,0	24	725/730	5,0	14	740/745
Д808	37,0	95	605/625	30,0	75	610/630	22,0	56	620/630	1128/1030	17,0	43	625/635	9,5	25	635/640
Д810	50,0	127	580/595	40,0	102	585/595	29,0	74	590/600	1715/1510	22,5	57	590/600	12,0	33	595/605
Д812	63,0	160	540/550	51,0	130	545/555	36,0	92	560/570	2350/2060	27,0	70	565/575	15,0	41	570/580
Д814	100,0	246	540/550	80,0	196	545/555	55,0	138	550/560	3870/3380	38,5	98	550/560	20,5	55	555/565
Д816	125,0	310	525/535	97,0	240	525/535	70,0	175	530/540	5400/4760	47,0	120	530/540	24,0	65	535/545
Д818	165,0	410	460/470	130,0	325	460/470	83,0	205	460/470	7210/6380	58,0	146	465/475	32,0	83	470/480

Тип двигателя	Мощность, сила тока, частота вращения, максимальный момент при ПБ (%)																			
	15				25				40				60				100			
	Р _н , кВт	И _н , А	η, об/мин	Р _н , кВт	И _н , А	η, об/мин	Р _н , кВт	И _н , А	η, об/мин	Р _н , кВт	И _н , А	η, об/мин	Р _н , кВт	И _н , А	η, об/мин	Р _н , кВт	И _н , А	η, об/мин		

Напряжение 440 В, возбуждение параллельное со стабилизацией¹ и без стабилизации², быстроходные двигатели

Д22	9,0	25	1480 1530	7,0	20	1420 1460	5,6	16	1510 1550	90 78	4,0	12	1520 1540	2,0	7	1580 1590
	19,0	51	1200 1250	15,0	40	1160 1200	12,0	32	1200 1240	270 235	9,0	25	1240 1260	5,0	15	1270 1280
Д806	33,0	85	1050 1060	27,5	70	1050 1060	21,0	55	1050 1060	677 510	15,0	40	1050 1060	8,5	24	1050 1060

Напряжение 220 В, возбуждение смешанное, тихоходные двигатели

Д12	3,6	23	1040	3,0	18	1160	2,4	14	1230	67	2,0	11	1330	1,2	7	1460
	5,5	35	1000	4,5	27	1080	3,6	21	1140	140	2,9	17	1210	1,7	10	1400
Д21	7,0	41	1060	6,0	34	1050	4,8	27	1120	181	3,9	22	1150	2,2	13	1250
	10,5	61	810	8,5	48	860	6,8	37	910	292	5,5	29	960	3,2	17	1040
Д31	15,0	84	740	12,0	66	800	9,5	51	840	490	7,7	41	880	4,5	24	930
	20,0	112	700	16,0	87	720	13,0	70	740	726	10,0	52	770	6,0	32	800
Д41	26,0	140	650	21,0	110	675	17,0	88	730	1050	11,5	60	750	7,5	40	775
	39,0	200	600	31,0	160	625	24,0	124	650	2000	19,0	100	670	11,0	60	690

Напряжение 220 В, возбуждение смешанное, быстроходные двигатели

Д21	6,8	39	1390	5,5	32	1470	4,4	25	1550	122	3,6	20	1630	2,1	12	1750
	10,0	56	1330	8,0	45	1400	6,5	36	1475	181	5,0	28	1560	3,0	17	1680
Д31	14,5	80	1250	12,0	65	1310	9,5	51	1360	298	7,5	41	1430	4,0	24	1520
	20,0	108	1070	16,0	85	1140	13,0	66	1200	522	10,0	55	1230	6,0	32	1310
Д41	29,0	151	1080	23,0	120	1120	18,0	95	1160	680	14,5	75	1190	8,5	45	1240
	35,0	182	980	29,0	150	1020	23,0	118	1060	1000	17,5	91	1000	10,0	55	1130
Д806	49,0	250	815	43,5	222	830	30,0	152	860	1900	22,0	151	880	13,0	70	900

Напряжение 440 В, возбуждение смешанное, тихоходные двигатели

Д21	4,9	16	1140	4,0	13	1240	3,2	10	1310	82	2,5	8	1400	1,3	5	1610
	8,5	26	800	7,0	21	850	5,3	16	900	200	4,3	13	940	2,4	8	1000
Д41	20,0	56	700	16,0	44	720	13,0	35	740	540	10,6	28	760	6,0	17	800

Напряжение 440 В, возбуждение смешанное, быстроходные двигатели

Д22	8,7	25	1380	7,0	20	1450	5,5	16	1530	126	4,3	13	1600	2,3	8	1730
	18,5	54	1130	15,0	40	1200	11,5	33	1260	322	9,0	26	1310	4,5	15	1390

¹ Частота вращения и момент указаны в числителе. ² Частота вращения и момент указаны в знаменателе.

II.1.23. Основные размеры электродвигателей серии Д (рис. II.1.6) (техничес

Тип двигателя	Разме											
	b_1	b_{10}	b_{12}	b_{31}	b_{32}	d_1	d_{10}	d_{20}	d_{22}	n	d_{24}	d_{25}
Д12	8	280	70	185	160	28	19	300	19	8	350	250
Д21	10	300	80	215	185	35	19	350	19	8	400	300
Д22	10	300	80	215	185	35	19	350	19	8	400	300
Д31	14	390	90	250	225	50	26	500	19	8	550	450
Д32	14	390	90	250	225	50	26	500	19	8	550	450
Д41	16	430	100	305	255	65	32	500	19	8	550	450
Д806	16	420	90	305	260	65	32	500	19	8	550	450
Д808	20	476	120	335	290	80	32	600	24	8	660	550
Д810	22	520	140	480	320	90	32	—	—	—	—	—
Д812	25	570	160	510	350	100	35	—	—	—	—	—
Д814	28	636	170	545	385	120	42	—	—	—	—	—
Д816	28	686	180	570	410	130	42	—	—	—	—	—
Д818	32	760	200	620	460	140	48	—	—	—	—	—

II.5. Крановые электроприводы с контакторно-контроллерными управляющими устройствами

Электроприводы переменного тока. Электроприводы с силовыми кулачковыми контроллерами. Силовые кулачковые контроллеры серии ККТ 60А (табл. II.1.24, рис. II.1.8—II.1.10) допу-

II.1.24. Основные технические данные кулачковых контроллеров переменного тока

Механизм	Тип контроллера	Мощность двигателя (кВт) при напряжении 380 В	Число рабочих положений	Диапазон регулирования	Масса, кг
Всех типов	ККТ 61А	5—40	5—0—5	1 : 2,5	15
	ККТ 68А с ДР160	10—60	5—0—5		
	ККТ 63А	До 15	1—0—1		
Подъема	ККТ 65А с ТРД160 ККТ 69А с ДР160 и ТРД160	10—24 20—60	5—0—5 5—0—5	1 : 8	15
Передвижения	ККТ 62 с ДР160	2×7—2×25	5—0—5	1 : 2,5	15

кие данные см. в табл. II.1.22)

ры, мм											Момент инерции, кг·м ²	Масса, кг
l_1	l_2	l_{10}	l_{12}	l_{19}	l_{20}	l_{30}	l_{31}	l_{33}	h	h_{31}		
60	—	220	70	70	5	561	115,0	644	160	323	0,05	130
80	—	194	75	75	5	665	170,5	774	180	373	0,12	200
80	—	239	75	75	5	710	170,5	819	180	373	0,15	225
110	—	250	85	85	5	752	173,0	896	225	453	0,30	310
110	—	320	85	85	5	822	173,0	966	225	453	0,42	365
105	70	299	100	100	5	910	209,0	1050	250	508	0,80	540
105	70	533	100	160	5	930	165,0	1073	250	508	1,00	635
130	90	628	115	195	6	1047	159,0	1206	280	562	2,00	885
130	90	660	150	150	—	1114	178,0	1276	315	635	3,65	1250
165	120	724	150	150	—	1220	172,0	1398	340	690	7,0	1770
165	120	813	170	170	—	1362	200,0	1543	375	762	10,25	2240
200	150	890	180	180	—	1502	212,0	1714	400	810	16,25	2860
200	150	990	180	180	—	1579	201,0	1792	450	910	27,5	3745

скают до 300 включений в час и имеют номинальную силу тока кулачкового элемента главного тока при ПВ = 100 % 63 А. Контроллеры ККТ 61, ККТ 62 и ККТ 68 применяются для тихоходных кранов малой и средней грузоподъемности Л и С режимов работы, ККТ 65А и ККТ 69А (рис. II.1.11 и II.1.12) — для кранов большой грузоподъемности с использованием динамического торможения с самовозбуждением, работающих в Л, С и Т режимах. Контроллер ККТ 69А имеет реверсор ДР160 (см. штриховые

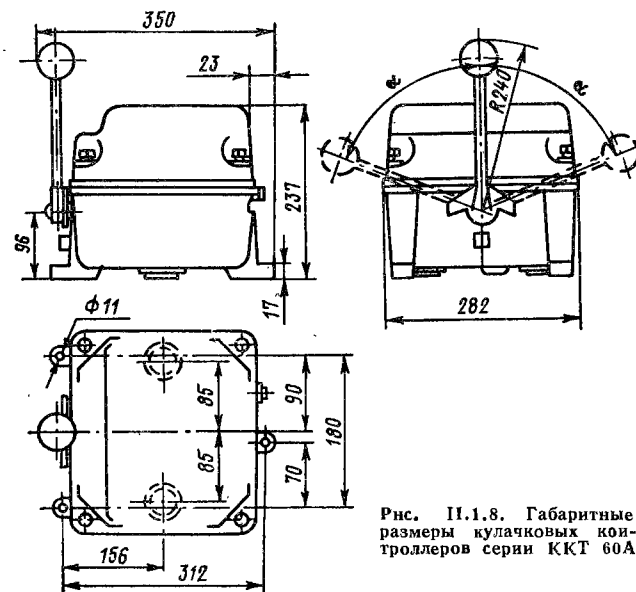


Рис. II.1.8. Габаритные размеры кулачковых контроллеров серии ККТ 60А

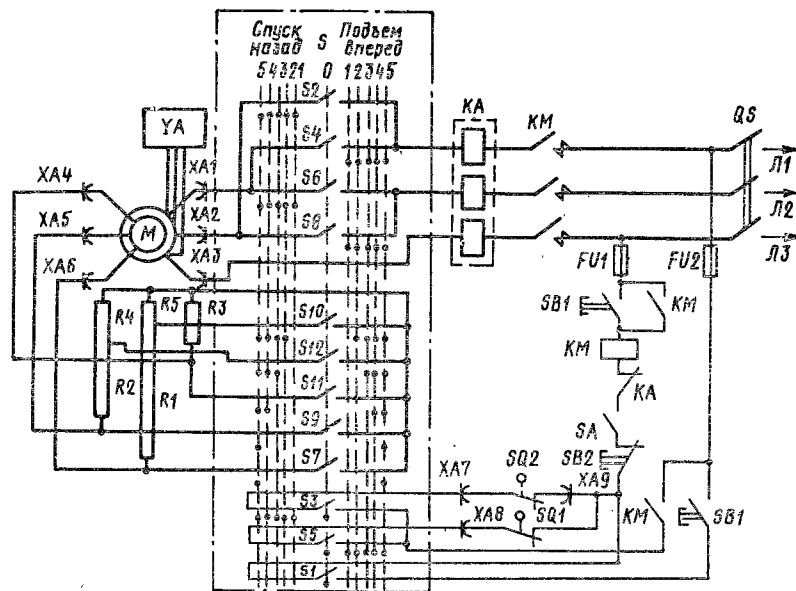


Рис. II.1.9. Схема кулачкового контроллера ККТ 61А

линии) с контакторами КМ2 и КМ3 и дополнительный магнитный контроллер ТРД160, на котором установлены силовые вентили и контакторно-релейная аппаратура. Контроллер типа ККТ 63А используется для управления короткозамкнутым двигателем (каталог 07.08.02—79 «Контроллеры кулачковые крановые переменного тока»).

Электроприводы с магнитными контроллерами. Магнитные контроллеры (панели управления) серий ТА, ТА3, ТСА, К, КС применяются для управления асинхронными двигателями с фазным ротором (табл. II.1.25). Контроллеры ТА, ТА3 и ТСА имеют цепи управления на переменном токе и используются в электроприводах кранов общего назначения Л и С режимов работы; К, КС

имеют цепи управления на постоянном токе, применяются в крановых электроприводах металлургического производства Л, С, Т и ВТ режимов (каталог 07.08.01—75 «Контроллеры маг-

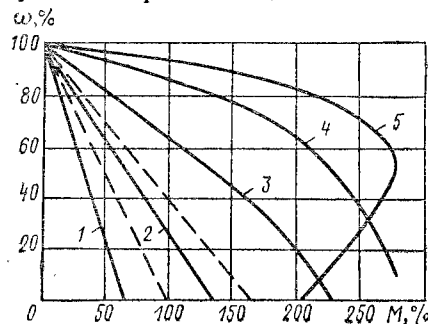
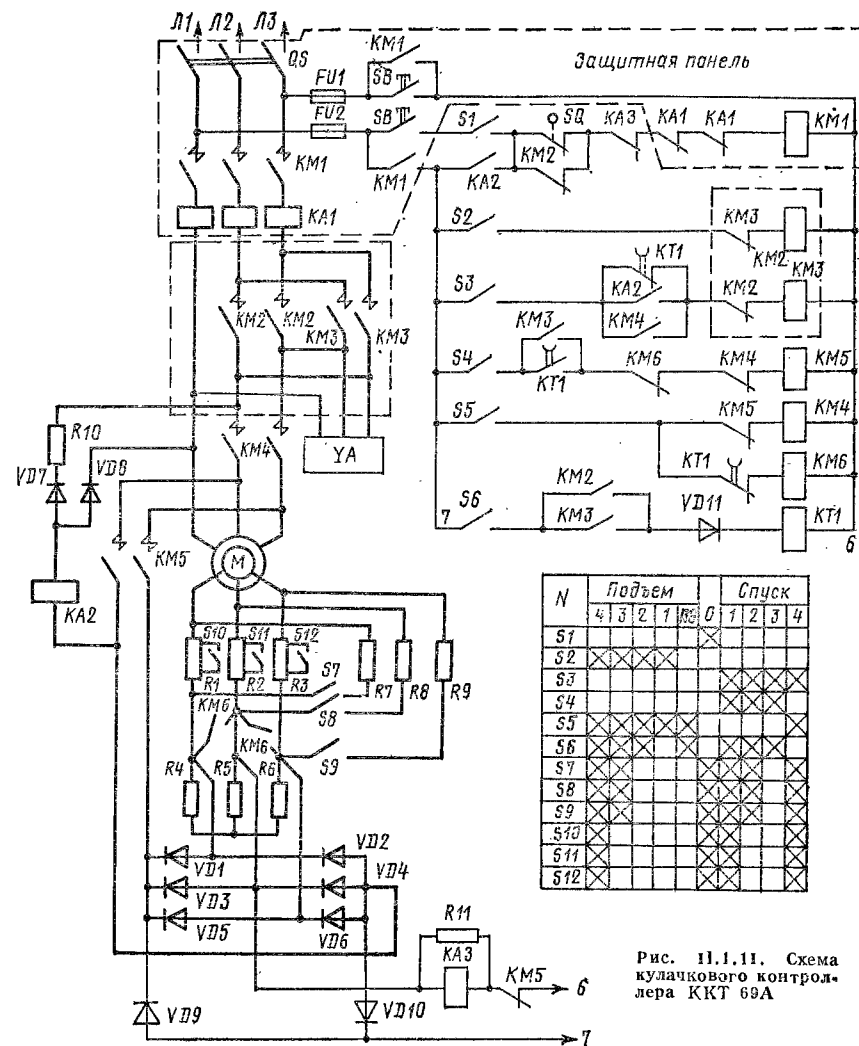


Рис. II.1.10. Механические характеристики электроприводов с контроллерами ККТ 61А, ККТ 62А, ККТ 68А (1—5—полуженения контроллера)



N	Подъем				Спуск				
	4	3	2	1	0	1	2	3	4
S1									
S2									
S3									
S4									
S5									
S6									
S7									
S8									
S9									
S10									
S11									
S12									

Рис. II.1.11. Схема кулачкового контроллера ККТ 69А

нитные крановые переменного тока серий К, КС, ДКС, ДК, Т, ТС»). Принципиальные схемы магнитных контроллеров серий ТА, ТА3, К, ТСА и КС приведены на рис. II.1.13, II.1.14, II.1.16, II.1.18), их механические характеристики — на рис. II.1.15, II.1.17, II.1.19. В магнитных контроллерах серии ТСД для Л, С и Т режимов работы (рис. II.1.20) используется динамическое торможение с самовозбуждением, а их механические характеристики — на рис. II.1.21 (каталог 07.08.08—79 «Панели управления крановые переменного тока серий ТСД и ТРД»).

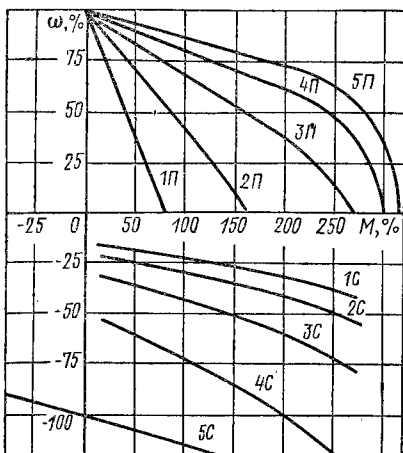


Рис. 11.1.12. Механические характеристики электроприводов с контроллерами ККТ 65А и ККТ 69А (П — подъем; С — спуск)

Магнитные контроллеры серии КСДБ с применением динамического торможения и бездуговой коммутации предназначены для управления двигателями, работающими в Т и ВТ режимах, а также для управления двигателями подъемной и замыкающей лебедок грейфера (каталог 10.30.01—82 «Панели управления крановые переменного тока серии КСДБ»). Контроллеры серии ТСН служат для

управления двигателями с короткозамкнутым ротором.

11.1.25. Основные технические данные магнитных контроллеров переменного тока (исполнение УЗ)

Механизм	Тип магнитного контроллера	Мощность двигателя (кВт) при ПВ = 40 % и напряжении 380 В	Диапазон регулирования (вниз)	Масса, кг
Подъема	ТСА-161	20—80	1 : 3	100
	КС-160	11—80		285
	КС-250	80—125		370
	КС-400	125—160		475
	ТСД-63	11—30	1 : 8	55
	ТСД-160	30—80		150
	ТСД-250	75—100		220
КСДБ-160	30—100	415		
КСДБ-250	75—145	530		
КСДБ-400	115—230	570		
Передвижения, поворота	ТСН-160	До 15	1 : 6	75
	ТА-161	22—37	1 : 3	60
ТАЗ-160	22—37	75		
К-63	1,4—30	160		
К-160	35—80	310		
К-250	80—125	345		
ТСН-60	До 20	50		

Примечания: 1. При наличии на механизме двух двигателей применяются магнитные контроллеры типов ДТА, ДКС и др. При этом каждый двигатель имеет мощность, указанную в таблице. 2. Контроллеры экспортного исполнения см. «Комплектные устройства. Каталогные данные, ТИБЛ.430.412.009РР».

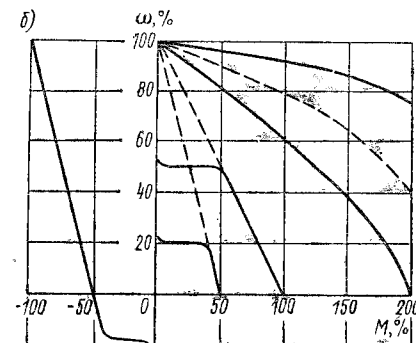
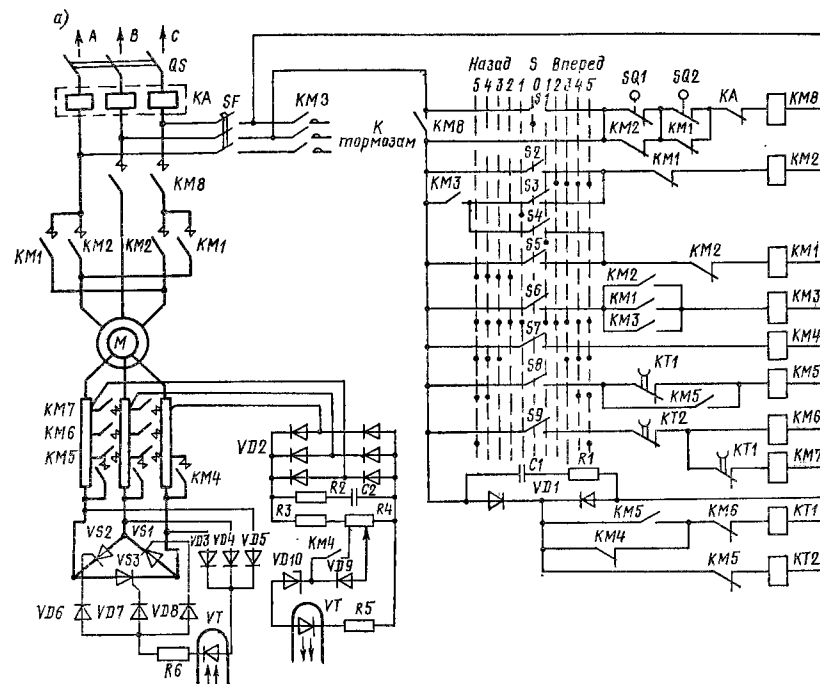


Рис. 11.1.13. Магнитные контроллеры типов ТА-160У и ТАЗ-160У: а — схема; б — механические характеристики

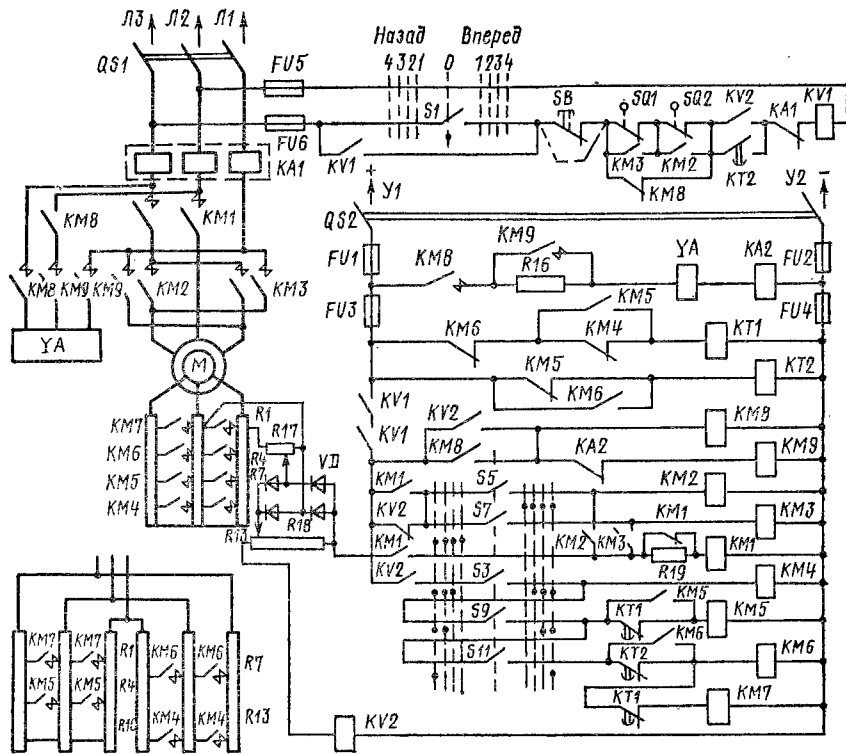


Рис. 11.1.14. Схема магнитного контроллера К

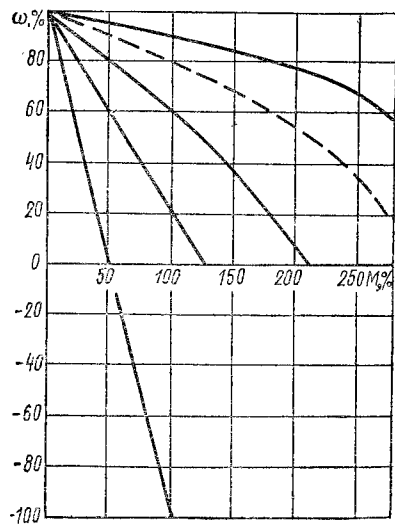


Рис. 11.1.15. Механические характеристики электроприводов с контроллерами К и ТА

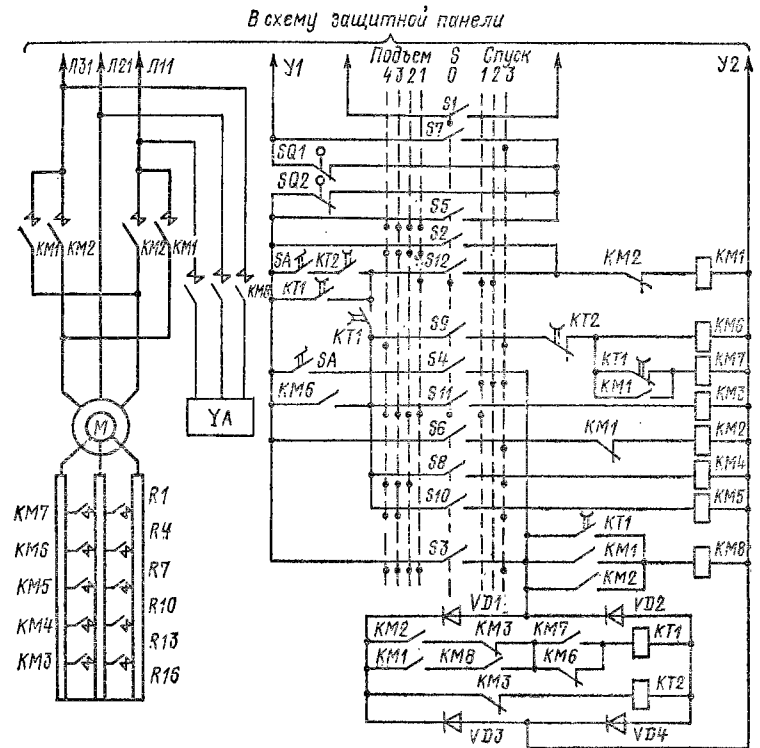


Рис. 11.1.16. Схема магнитного контроллера ТСА

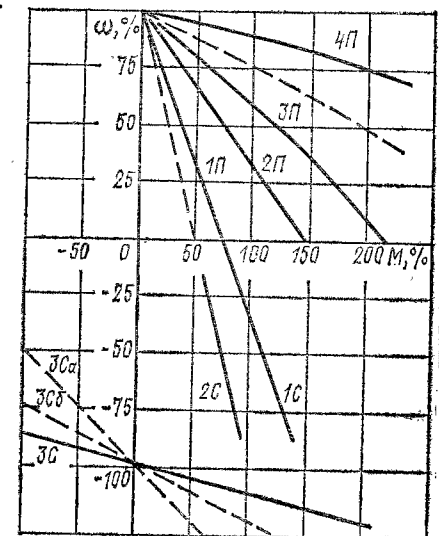


Рис. 11.1.17. Механические характеристики электроприводов с контроллером ТСА

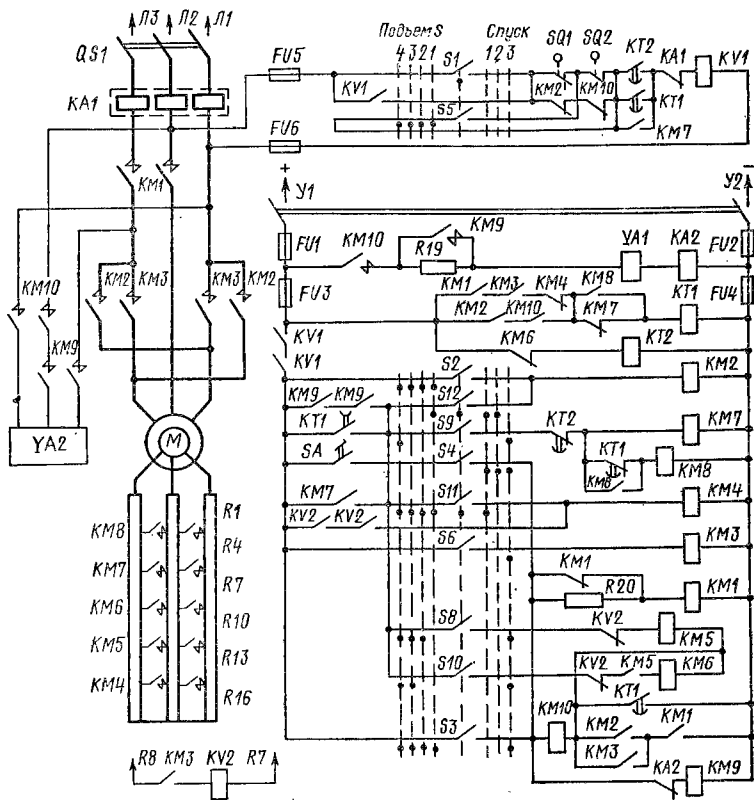


Рис. 11.18. Схема магнитного контроллера КС

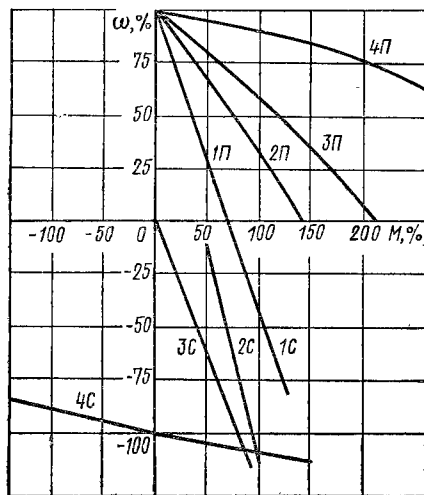


Рис. 11.19. Механические характеристики электроприводов с контроллером КС

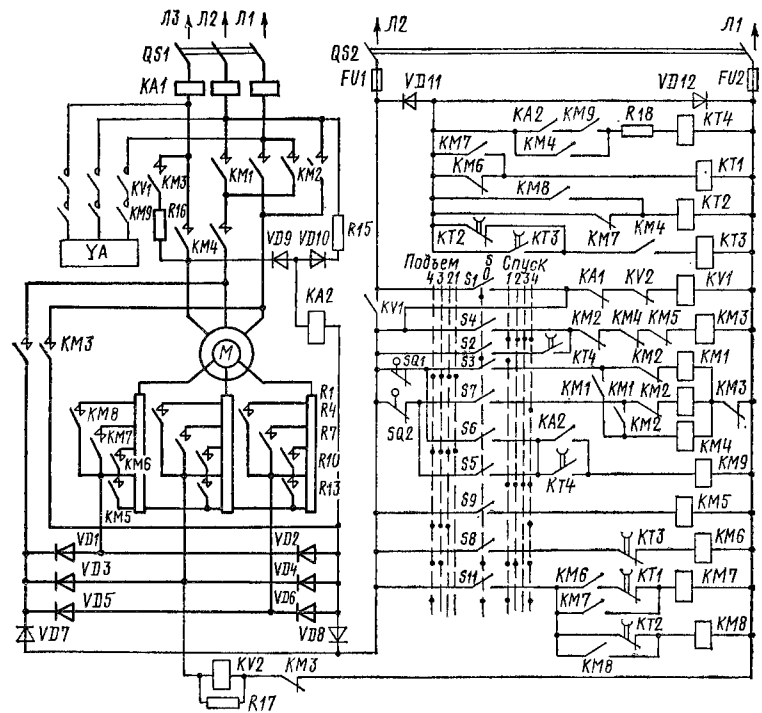


Рис. 11.20. Схема магнитного контроллера ТСД

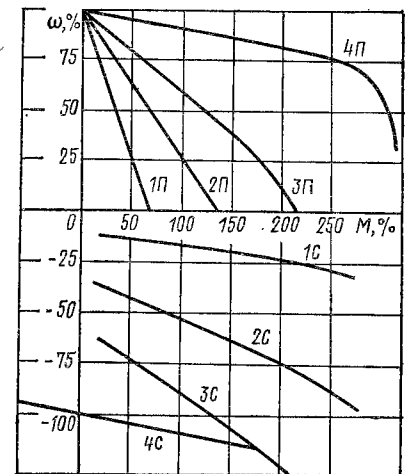


Рис. 11.21. Механические характеристики электроприводов с контроллером ТСД

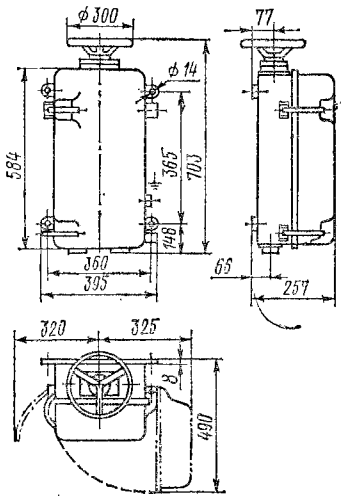


Рис. II.1.22. Габаритные размеры кулачковых контроллеров серии KB1-01

Для получения устойчивых посадочных скоростей в механизмах передвижения, работающих в Т и ВТ режимах, используется импульсно-ключевое регулирование от тиристорного выпрямителя в цепи ротора асинхронного двигателя. Находят также применение для механизмов передвижения электроприводы с противо-ЭДС в цепи ротора [19]. Комплектные электроприводы при управлении от кулачковых и магнитных контроллеров приведены в [9].

Электроприводы постоянного тока. Электроприводы с силовыми

кулачковыми контроллерами. Кулачковые контроллеры серии KB1-01 (табл. II.1.26) устанавливаются с защитной панелью, допускают до 120 включений в час, имеют номинальную силу тока кулачкового элемента главного тока 64 А при ПВ = 100 %, используются в Л и С режимах работы (габаритные размеры см. на рис. II.1.22). Контроллеры серии KB1-01 применяются для управления двигателями постоянного тока всех типов, серии KB1-02 — для управления двигателями последовательного возбуждения (рис. II.1.23 и II.1.24) по ГОСТ 3256—78 «Контроллеры кулачковые силовые на напряжение до 1000 В».

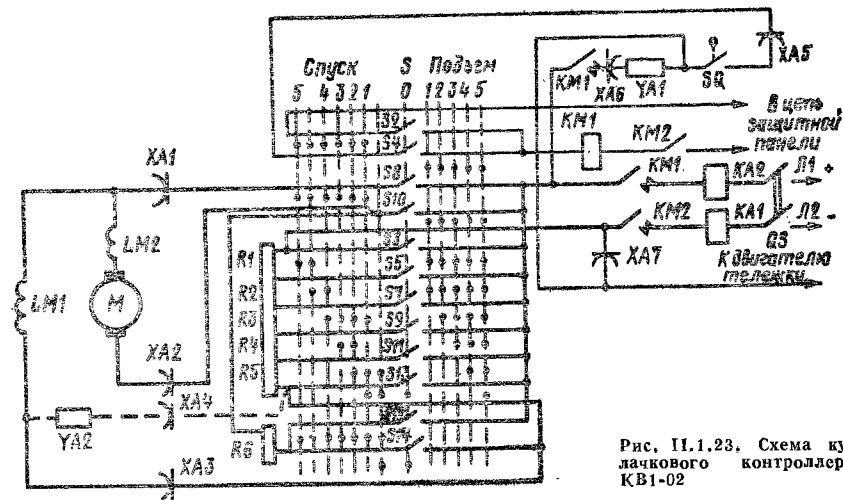


Рис. II.1.23. Схема кулачкового контроллера KB1-02

Рис. II.1.24. Механические характеристики электроприводов с контроллерами KB1-02

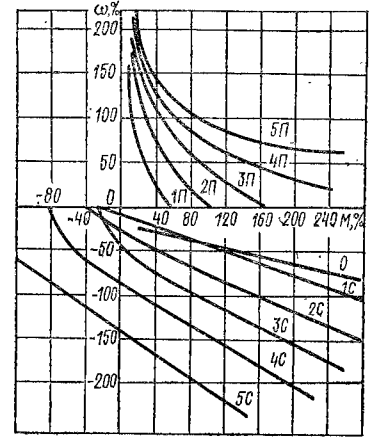
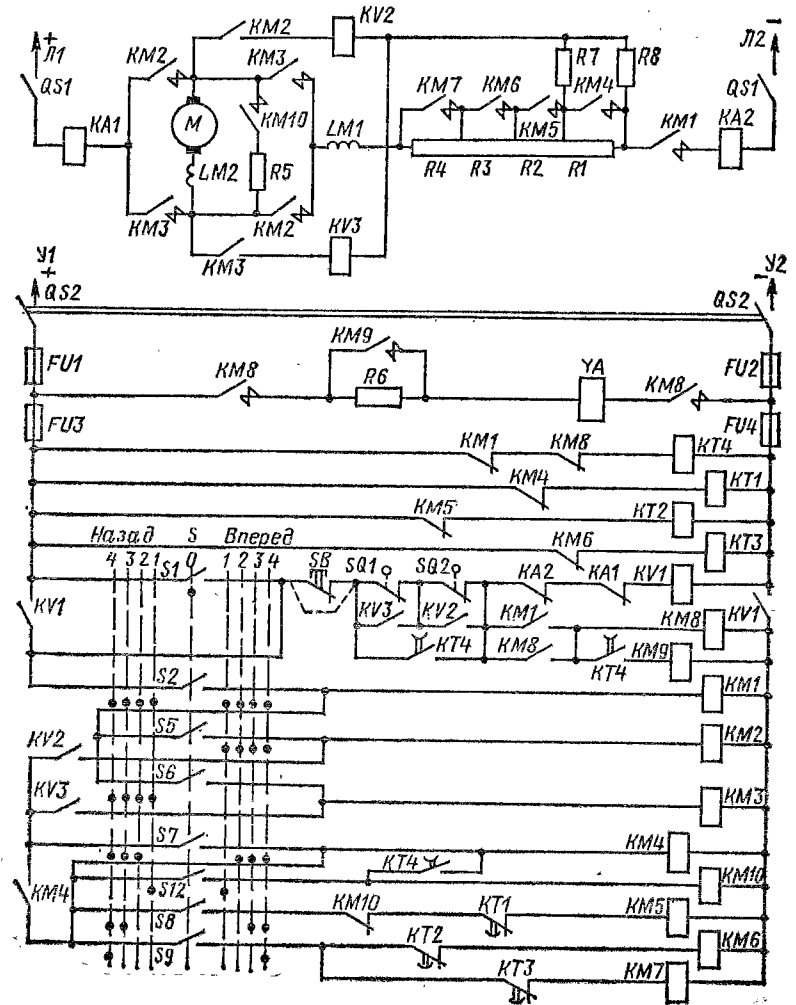


Рис. II.1.25. Схема магнитного контроллера П



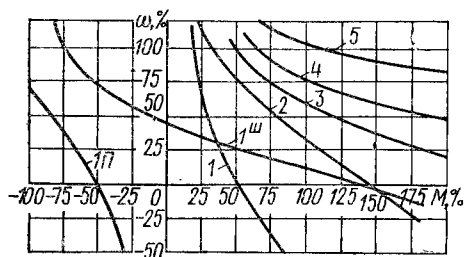


Рис. II.1.26. Механические характеристики электроприводов с контроллером П (П — противвключение)

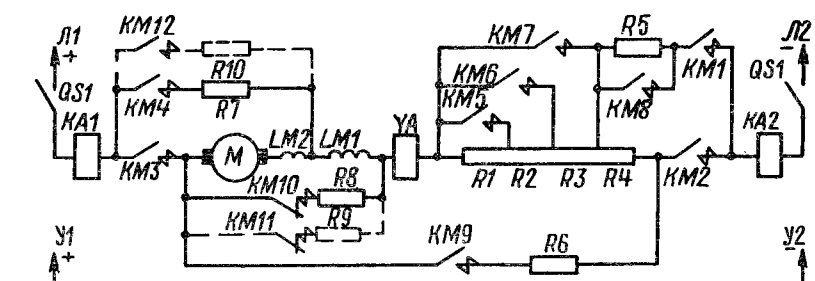


Рис. II.1.27. Схема магнитного контроллера ПС

II.1.26. Основные технические данные кулачковых контроллеров постоянного тока

Механизм	Тип контроллера	Мощность двигателя (кВт) при напряжении 220 и 440 В	Число рабочих положений	Диапазон регулирования	Масса, кг
Передвижения	КВ1-01	15—25	6—0—6	1 : 5	45
Подъема	КВ1-02	10—25	5—0—5		

Электроприводы с магнитными контроллерами. Контроллеры серий П и ПС применяются для управления приводами кранов работающих в Л, С, Т и ВТ режимах при наличии сети постоянного тока

II.1.27. Основные технические данные магнитных контроллеров постоянного тока

Механизм	Тип магнитного контроллера	Напряжение сети В	Мощность двигателя (кВт) при ПВ = 40 %	Диапазон регулирования		Масса, кг
				вверх	вниз	
Подъема, изменения вылета стрелы	ПС-160	220 440	9—35 9—70	2 : 1	1 : 5	175
	ПС-250	220 440	35—70 70—150			200
	ПС-630	220	75—125			350
Передвижения, поворота	П-160	220 440	3—35 9—70	1 : 1	1 : 3	150
	П-250	220 440	35—75 70—150			230
	П-630	220	75—125			410

Примечание. При наличии на механизме двух двигателей используются магнитные контроллеры типов ДПС и ДП. при этом каждый двигатель имеет мощность указанную в таблице.

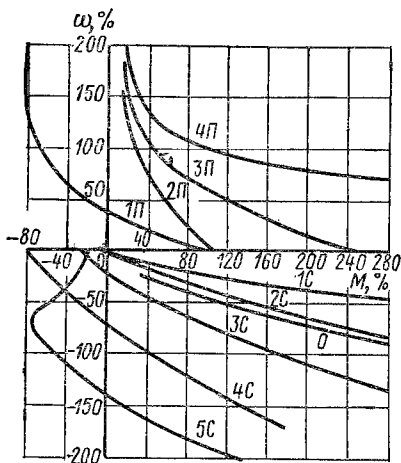


Рис. II.1.28. Механические характеристики электроприводов с контроллерами ПС

тока (табл. II.1.27). Контроллеры серии П имеют симметричную схему для каждого направления вращения (рис. II.1.25, II.1.26), серии ПС — несимметричную схему работы (рис. II.1.27, II.1.28) — каталог 07.52.03—81 «Контроллеры магнитные серий П, ПС, ДП, ДПС».

II.6. Крановые электроприводы с бесконтактными управляющими устройствами

Электроприводы постоянного тока системы УВ—Д. Электроприводы с тиристорными преобразователями (ТП) постоянного тока применяются для мощных крановых механизмов. При числе включений не более 300 в час используются нереверсивные ТП серии АТК [9] с контактными реверсорами в главной цепи двигателя (рис. II.1.29). Реверсивные ТП серии АТРК (табл. II.1.28) применяются для регулирования угловой скорости двигателей постоянного тока независимого возбуждения; питаются от сети переменного тока 380 В с частотой 50 Гц и обеспечивают диапазон регулирования ниже основной скорости 1 : 8, выше — до 2 : 1. Для приводов мощностью свыше 250 кВт выбираются два парал-

II.1.28. Технические данные тиристорных преобразователей серии АТРК

Тип преобразователя	Напряжение, В	Сила выпрямленного тока (А) при $\rho_B = 100\%$	Мощность двигателя, кВт	Габаритные размеры, мм			Масса, кг
				Ширина	Глубина	Высота	
АТРК 100/230	230	100	20	800	750	1700	480
АТРК 100/460	460	100	40				510
АТРК 160/230	230	160	35				480
АТРК 160/460	460	160	65				510
АТРК 250/230	230	250	55				520
АТРК 250/460	460	250	110	600			
АТРК 500/230	230	500	110	2000			1000
АТРК 500/460	460		220				

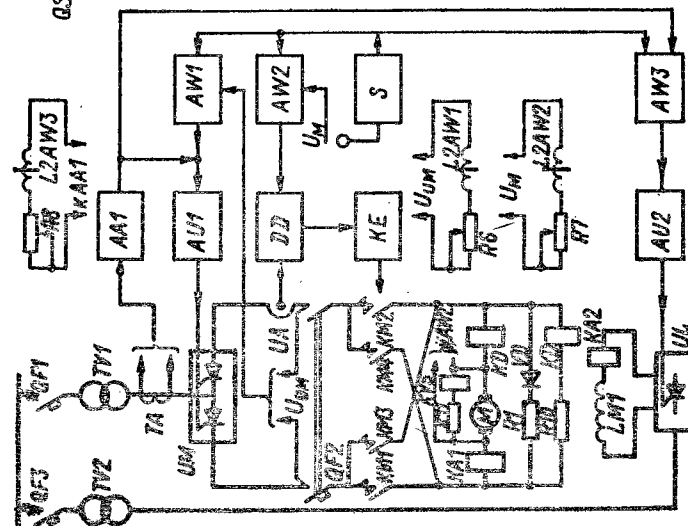
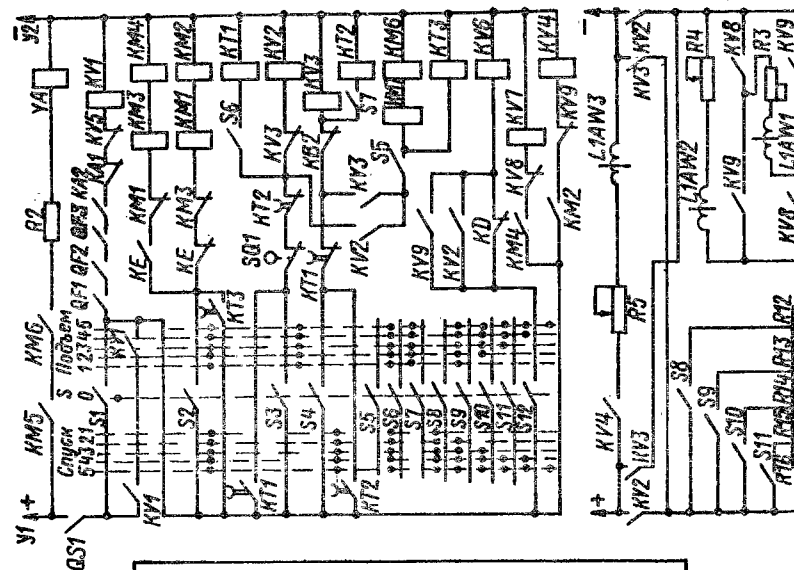


Рис. II.1.29. Схема электропривода механизма подъема с АТК

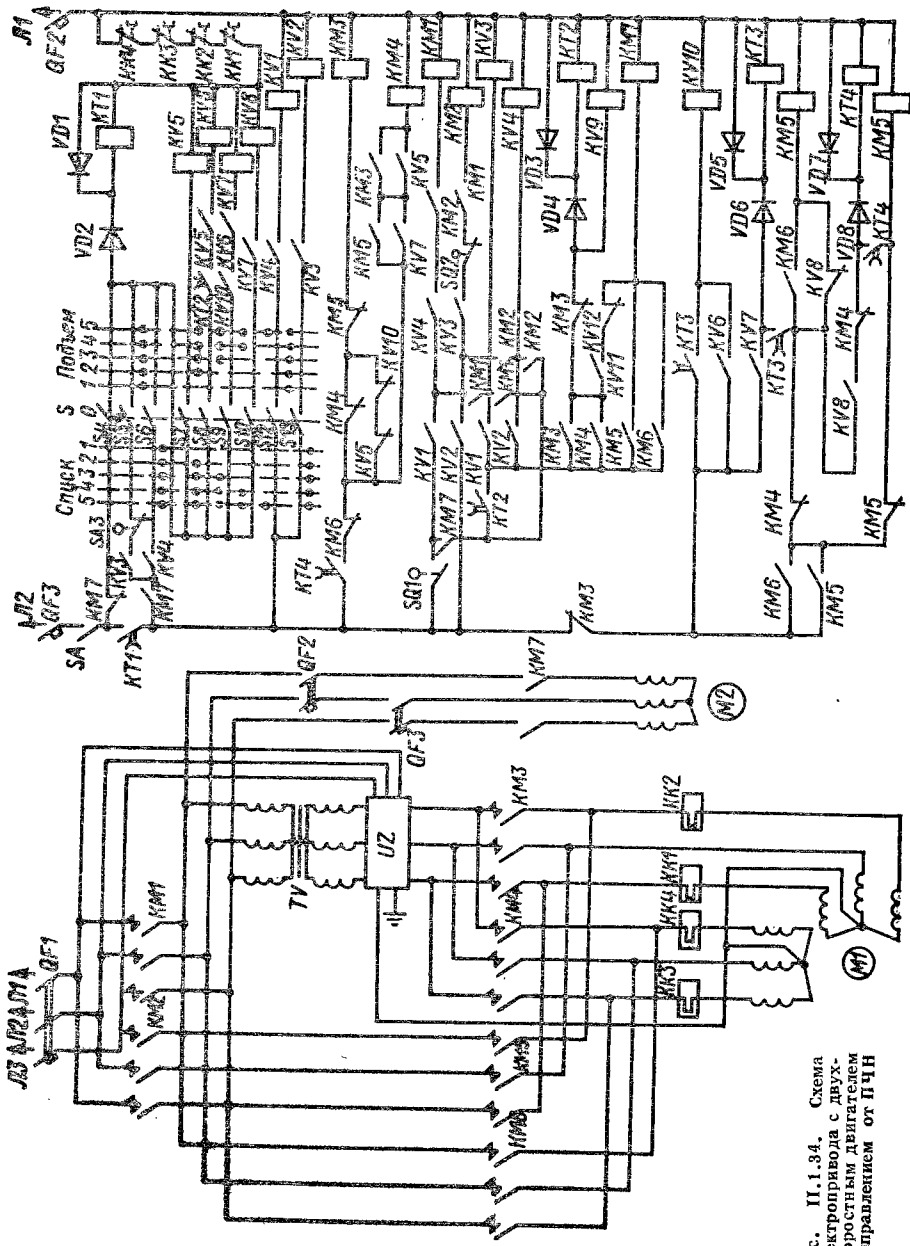
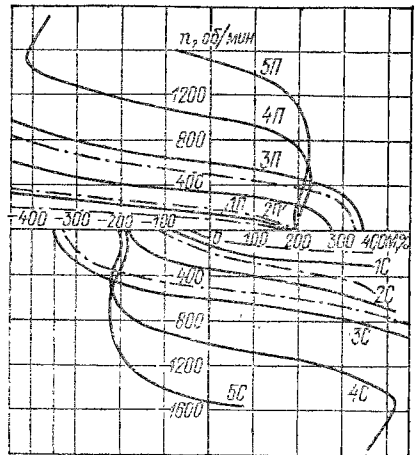


Рис. П.1.34. Схема электропривода с двухскоростным двигателем с управлением от ПЧН

Рис. П.1.35. Механические характеристики электропривода с двухскоростным (сплошные линии) и трехскоростным (штриховые линии) короткозамкнутым двигателем



П.1.30). Они используются для регулирования скорости одно-, двух- и трехскоростных короткозамкнутых двигателей (рис. П.1.34, П.1.35) для получения диапазона регулирования ниже основной скорости 1 : 15 и плавного частотного пуска (каталоги: 05.70.02—82 «Преобразователи частоты с непосредственной связью типа ТТС-40 ком4»; ЛК.05.70.04—82 «Преобразователь частоты типа ТТС-100 ком3 с непосредственной связью»).

П.1.29. Технические данные тиристорных регуляторов серии РСТ

Тип регулятора	Сила выпрямленного тока (А) при ПВ = 100 %	Мощность двигателя, кВт	Габаритные размеры, мм			Масса, кг
			Ширина	Глубина	Высота	
РСТ 100	100	35		305	905	102
РСТ 210	160	60	600	365	975	120
РСТ 310	320	120		450	1380	215

П.1.30. Технические данные преобразователей частоты серии ТТС

Тип преобразователя	Сила тока, А, при ПВ = 25 %	Мощность двигателя, кВт	Габаритные размеры, мм			Масса, кг
			Ширина	Глубина	Высота	
ТТС 40К	40	125	770	1175	365	175
ТТС 100К	100	200		1615		270

П.7. Резисторы, крановая аппаратура, тормозные устройства, грузоподъемные магниты

Резисторы. Резисторы компонуются в стандартные ящики (рис. П.1.36) типов: НФ1А (НФ5А) — состоящие из пяти фехрелевых элементов; НФ11А и НК1А (НК11А) из одиннадцати кон-

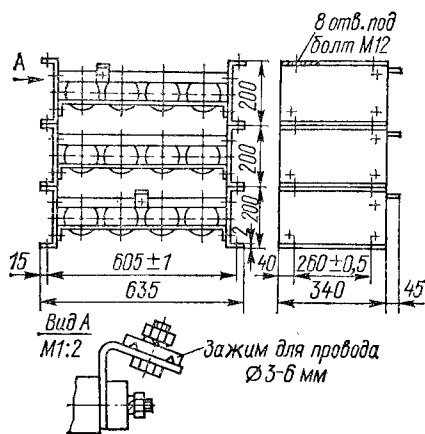
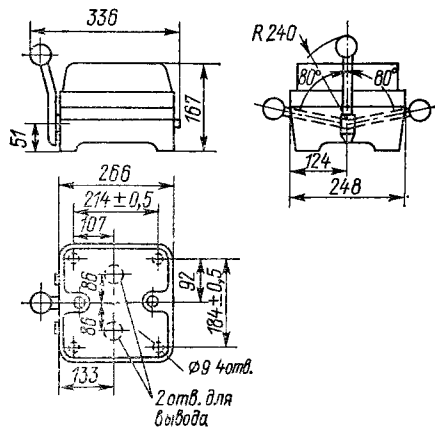


Рис. П.1.36. Габаритные размеры ящиков сопротивлений серий НФА и НКА

стантановых элементов; СБ-2Т2, СБ-4Т2, СБ-8Т2 соответственно из 2, 4 и 8 константановых элементов. Ящики устанавливаются по высоте не более 6 шт., расстояние от нижнего ящика до пола должно быть не менее 150 мм. Ящики комплектуются для определенных типов двигателей с контроллерами (см. соответствующие каталоги п. П.5). Технические данные и выбор резисторов приведены в

каталоге — 07.33.01—79 «Крановые пускорегулирующие ящики сопротивлений» и ТУ 16—527.186—77 «Ящики сопротивлений крановые (блоки резисторов)».

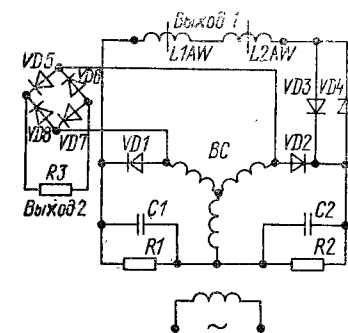
Защитные панели. Защитные панели используются для подачи питания и размещения максимальной и нулевой защиты двигателей, управляемых от кулачковых контроллеров, не имеющих устройств защиты. Конструктивно панель оформлена в виде шкафа, в котором размещаются: рубильник питания; линейный контактор, осуществляющий нулевую защиту; предохранители цепей управления; максимальные реле; кнопка и пакетный выключатель цепей управления. Для кранов, работающих на переменном токе, выпускаются панели на 380 и 220 В типов ПЗКБ-250 и ПЗКБ-400, имеющие, соответственно, номинальный ток продолжительного режима 250 и 400 А. Габаритные размеры защитной панели типа ПЗКБ-400 таковы: высота 1135 мм, ширина 600 мм, глубина 400 мм. Технические данные панелей приведены в ТУ 16-536.390—79.



Командоконтроллеры. Командоконтроллеры (КК) предназначаются для коммутации катушек реле, контакторов, регуляторов, цепей управления преобразовательных установок и др. Они могут встраиваться в пульт управления, кресло крановщика, а также устанавливаться самостоятельно. КК типа ККП 1000 (рис. П.1.37) допускают

Рис. П.1.37. Габаритные размеры командоконтроллера серия ККП 1200

Рис. П.1.38. Схема сельсинного командоконтроллера с выходом на постоянном токе



частоту включений до 600 в час и силу тока длительного режима 16 А. Технические данные КК серии ККП 1000 приведены в табл. П.1.31. Сельсинные КК используются в бесконтактных системах регулирования и для управления грузовыми магнитами; выполняются с выходом на постоянном и переменном токе (рис. П.1.38). Таблицы включения контактов КК приведены в каталоге 07.52.02—81 «Командоконтроллеры крановые серии ККП 1000».

Тормозные устройства. В крановых механизмах для привода тормозных устройств находят применение: короткоходовые электромагниты переменного тока типа МО и постоянного тока типа МП; длинноходовые переменного тока типа КМТ и постоянного тока типа КМП; гидротолкатели типа ТЭ.

На приводах переменного тока при диаметре тормозного шкива от 100 до 200 мм используются, как правило, короткоходовые электромагниты переменного тока типа МО. При диаметре шкива от 160 до 300 мм применяются гидравлические толкатели. Длинноходовые приводы тормозов с магнитами типа КМТ применяются при числе торможений не более 60 в час.

Для двигателей постоянного тока, получающих питание от сети, в системах Г—Д и УВ—Д применяются короткоходовые магниты типа МП; длинноходовые магниты типа КМП используются только для торможения тихоходных механизмов (на подъеме до 0,2 м/с, на передвижении до 0,5 м/с).

Электромагниты и гидротолкатели допускают максимальное число включений в час: МО — 600, МП — 1200, КМТ — 300, КМП — 600, ТЭ — при ПВ = 60 % до 700, при непрерывном включении до 100. Габаритные размеры и технические данные тормозных устройств с электромагнитами и гидротолкателями

П.1.31. Технические данные командоконтроллеров серии ККП 1000

Тип контроллера	Приводы	Число		
		положений		цепей
		влево	вправо	
ККП 1100	Фиксация в каждом положении	5	5	12
ККП 1200	То же, для грейферного крана	5	5	12
ККП 1300	С возвратом в нулевое положение	1	1	10
ККП 1400	Со встроенным сельсином	4	4	6

приведены в каталогах 10.41.01—82 «Толкатели электрогидравлические типа ТЭ» и 10.02.02—77 «Тормозные электромагниты» (см. также т. 2, разд. V).

Контакты, реле. Контакты используются для коммутации тока в главных цепях при дистанционном управлении. Для коммутирования цепей переменного тока выпускаются контакты серии КТ 6000Б на силу тока 63, 80, 100, 120, 160, 250, 400, 630 и 1000 А с катушками на переменном токе напряжением 36, 110, 127, 220, 380 и 500 В. Контакты серии КТП 6000Б на те же номинальные токи имеют катушки постоянного тока напряжением 24, 48, 110 и 220 В (каталог 07.13.37—78 «Контакты электромагнитные серии КТ 6000Б»); контакты серии КТПВ на силу тока 63, 100, 180 и 250 А с электромагнитной системой постоянного тока — катушки напряжением 24, 48, 110 и 220 В (каталог 07.13.02—79 «Контакты электромагнитные серии КТПВ 600»). Для коммутирования цепей постоянного тока применяются контакты серии КПВ 600 на силу тока 100, 160, 250 и 630 А и серии КПД-100Е на силу тока 25, 63, 160 и 250 А с катушками напряжением 24, 48, 110 и 220 В (каталог 07.13.04—80 «Контакты электромагнитные серии КПВ 600» и ТУ 16-524.031—72).

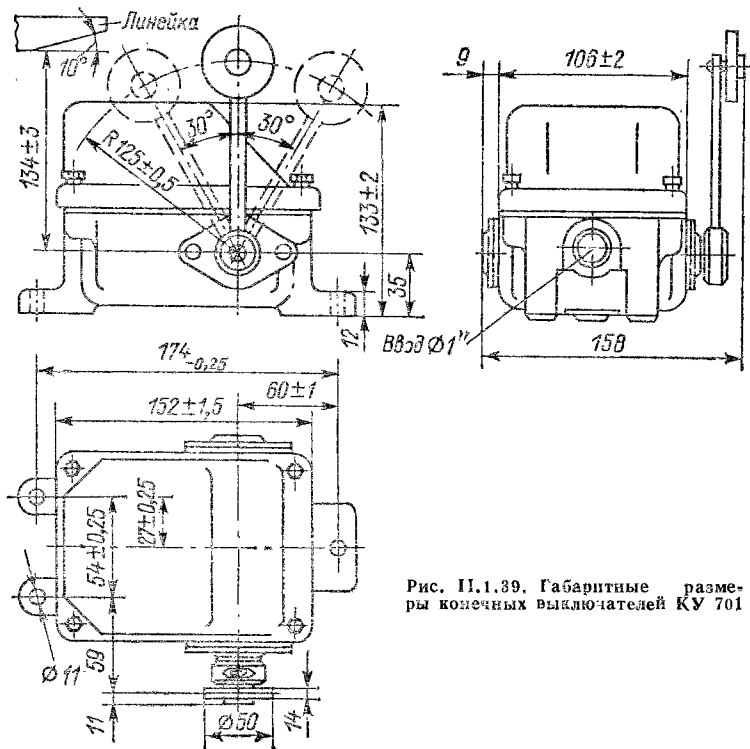


Рис. П.1.39. Габаритные размеры конечных выключателей КУ 701

Реле постоянного тока серии РЭВ-800 применяются в качестве реле времени, тока, напряжения, промежуточных и выпускаются с втягивающими катушками напряжением 24, 48, 110, 220 В, номинальная сила тока контактов 10 А. Реле времени обеспечивают выдержку времени от 0,25 до 4,7 с. Реле контроля тока имеют катушки на номинальные силы тока 1,6; 2,5; 4,0; 6,0; 10; 16; 25; 63; 100; 160; 250; 320; 400; 630 А (каталог 07.22.09—817 «Реле электромагнитные серии РЭВ-800 постоянного тока»). Реле РЭВ-570 используются в качестве максимальных реле постоянного тока, реле РЭ-570 — для защиты в цепях переменного тока. Втягивающие катушки реле выполняются силой тока 1,6; 2,5; 4,0; 6,0; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 320; 400; 630; 1250 А (каталог 07.21.07—81 «Реле электромагнитные постоянного тока серии РЭВ-570»). Малогабаритные реле серии РПЛ используются с контактной приставкой ПКЛ с различным сочетанием контактов и пневматической приставкой для выдержки времени ПВЛ [19].

Путевые и конечные выключатели. Рычажные выключатели серии КУ допускают до 600 переключений в час, а редукторные выключатели серии ВУ и ры-

П.1.32. Основные технические данные конечных выключателей

Тип	Назначение	Привод	Скорость движения механизма, м/мин	Число цепей	Масса, кг
КУ 701А КУ 741	Механизмы горизонтального перемещения	Рычажный с самовозвратом	5—150	2	2,7 4,5
	Механизм подъема	Самовозврат под действием груза			
КУ 703А	Механизмы горизонтального перемещения	Фиксированные	3—100	1 2	2,7 4,5
КУ 704А КУ 744	Механизмы горизонтального перемещения	Рычажный с самовозвратом	10—300	1—2	3,3
ВУ 150М ВУ 250М	Механизмы подъема	Рычажный с самовозвратом	2—15	2	6,0 9,0
ВП 16 ВПК 2000А	Блокировка дверей и люков	Рычажный с самовозвратом	2—15	2	0,6 0,4

чажные серии ВК и ВПК — до 300, длительная сила тока контактов всех типов выключателей 10 А. Технические данные выключателей приведены в табл. II.1.32, габаритные размеры выключателей серии КУ 701 — на рис. II.1.39 (каталоги 07.11.04—77 «Выключатели путевые серии КУ 700А» и 07.11.18—82 «Выключатели путевые ВПК 2000А»).

В схемах автоматизации кранов для управления логическими элементами или слаботочными реле получили применение бесконтактные путевые переключатели серии БВК (каталог 07.32.01—67 «Бесконтактные путевые переключатели серии БВК»), конечные выключатели серий КВД-25, КВП и КВД-6М.

Грузоподъемные магниты. Грузоподъемные магниты предназначены для подъема и транспортировки стальных и чугунных грузов: круглые серии М — для плит, чушек, отливок; прямоугольные серии ПМ — для длинномерных грузов: рельсов, балок, труб (табл. II.1.33); выпускаются модификации А — в сварных корпусах, Б, В — в литых корпусах. Режим работы магнитов повторно-кратковременный с ПВ до 50 % (каталог 10.40.01—85 «Электромагниты грузоподъемные постоянного тока серий М и ПМ»).

Управление подъемными магнитами при питании от вращающегося преобразователя производится от магнитного контроллера серии ПМС-50 или ПМС-150 с командоконтроллером ВУ 701А (каталог ЛК10.30-03—83 «Панели управления типа ПМС-160»); при питании от статического преобразователя — от магнитного контроллера ПСМ-80 с командоконтроллером КП 1818 (каталог 07.52.01—81 «Контроллер магнитный серии ПСМ-80»). Габаритные размеры магнитов приведены на рис. II.1.40, II.1.41 и в табл. II.1.34.

Аппаратура дистанционного управления. Блоки коммутации типов БКА и БКС для управления кулачковыми и магнитными контроллерами приведены в работе [19].

II.1.33. Основные технические данные грузоподъемных магнитов

Тип магнита	Сила тока, А	Грузоподъемность (кг) при грузе			
		Болванка или плита	Чугун в чушках	Скrap стальной	Стружка стальная
М-22В	10,5	6 000	200	200	80
М-23А		8 000	240	240	100
М-42В	32,5	16 000	600	600	200
М-43А		20 000	640	640	220
М-62В	56,5	20 000	1800	1800	600
М-63А		25 000	1950	1950	670
ПМ-15Б	10,5	9 000	—	—	—
ПМ-16А		10 000	—	—	—
ПМ-25Б	20,0	16 000	—	—	—
ПМ-26А		18 000	—	—	—

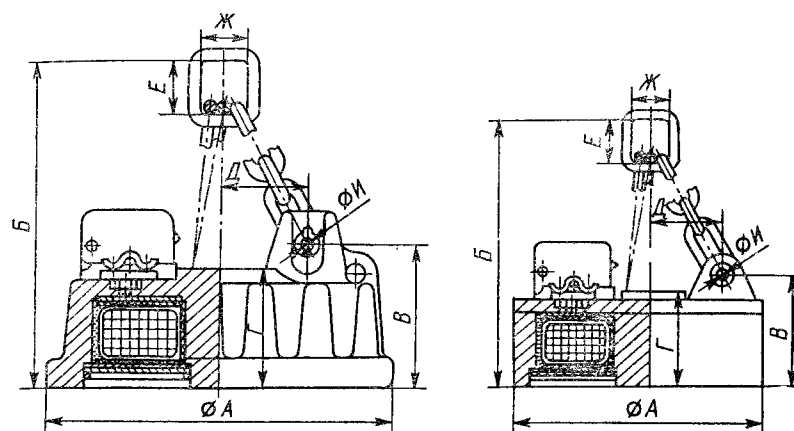


Рис. II.1.40. Основные габаритные размеры круглых грузоподъемных электромагнитов

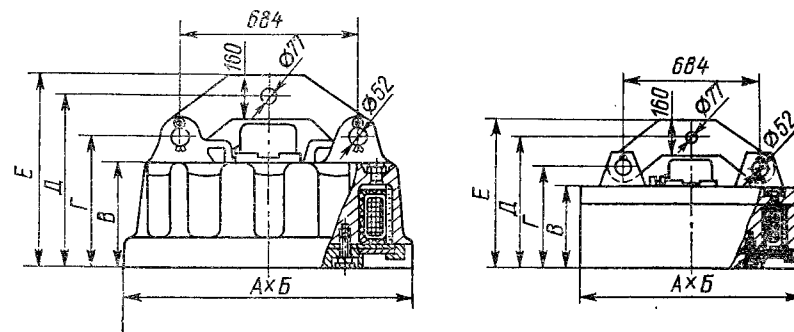


Рис. II.1.41. Основные габаритные размеры прямоугольных грузоподъемных магнитов

II.1.34. Габаритные размеры грузоподъемных магнитов (рис. II.1.40, II.1.41)

Тип	Размеры, мм								Масса, кг
	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	И	
М-22В	785	825	325	275	225	175	100	35	550
М-23А	740	720	325	285	303	175	100	36,5	700
М-42В	1170	1120	325	275	300	250	150	45	1500
М-43А	1125	1030	340	290	430	250	150	50	1640
М-62В	1650	1335	440	390	480	250	150	45	3300
М-63А	1517	1320	440	380	480	250	150	50	4300
ПМ-15Б	1100	640	400	490	650	735	—	—	1500
ПМ-16А	1060	538	393	485	645	730	—	—	1410
ПМ-25Б	1700	660	420	510	670	755	—	—	2400
ПМ-26А	1682	578	405	510	670	755	—	—	2690

II.8. Установка электрооборудования и токоподвод

Электрические машины, аппараты и приборы для управления механизмами крана устанавливаются в соответствии с правилами Госгортехнадзора [О.51], требованиями ПУЭ (раздел V) [12] и соответствующих РТМ. Расстояние между корпусами электрических двигателей, другого электрооборудования и металлоконструкциями крана должно быть не менее 300 мм. Для обслуживания электрических машин и аппаратов ширина свободного прохода между металлоконструкциями крана и корпусами электрооборудования должна быть не менее 600 мм (в свету до 1000 мм).

Магнитные контроллеры и шкафы управления устанавливаются на мосту крана на расстоянии не менее 150 мм от ограждения для возможности прокладки проводов сзади. Защитная панель размещается на стенке кабины с шириной прохода перед лицевой частью панели не менее 600 мм, рукоятка рубильника должна быть на высоте не более 1700 мм от уровня поля. Пусковые резисторы размещаются на расстоянии не менее 300 мм от магнитных контроллеров и не менее 150 мм от уровня поля.

На кранах в силовых цепях не допускается прокладка медных проводов с сечением менее 2,5 мм² с изоляцией на напряжение ниже 500 В. Допускается применение проводов с алюминиевыми многопроволочными жилами (кроме металлургических кранов) сечением не ниже 16 мм². В цепях управления используются медные провода сечением не менее 1,5 мм², алюминиевые — сечением не менее 4 мм², для цепей связи, телевидения и телеуправления — провод сечением 2,5 мм². Марка проводов, используемых для монтажа, и способ защиты выбираются по РТМ 24.090.37—78.

Проводка на металлических конструкциях, в кабинах и внутри машинных помещений выполняется в стальных коробах или трубах проводами типов ПР, ПРГ (каталог 19.23.05—81 «Провода силовые с резиновой изоляцией»; ГОСТ 20520—75) или кабелем типов КРПТ, КРПС (ГОСТ 13497—77 «Кабели силовые гибкие на напряжение 660 В»). В местах, подверженных воздействию высокой температуры, используются провода типов ПРН, ПРТН или кабели типов КРПТН и КРПСН (каталог 19.21.03—80 «Кабели силовые гибкие на напряжение 660 В КРПГ—ХЛ, КРПС—ХЛ, КРПСН, КРШК—ХЛ»), имеющие резиновую маслобензостойкую оболочку.

Вывод из коробов и труб к электродвигателям, резисторам и конечным выключателям рекомендуется выполнять в гибких металлических рукавах и соединять рукава с электроаппаратом согласно ОСТ 24.09.08—75. Электромонтаж кранов с дистанционным управлением по однопроводной линии связи или радиоканалу выполняется в соответствии с РТМ 24.090.45—79.

Токоподвод с жесткими троллеями применяется при питании от сети переменного тока частотой 50 и 60 Гц, напряжением до

II.1.35. Технические данные сортовой стали, применяемой для троллейных проводов

Профиль троллейного провода	Основные размеры, мм	Сечение, мм ²	Масса 1 м, кг	Длительная допустимая сила тока, А	
				Переменный ток при 50 Гц	Постоянный ток
Сталь круглая	6	28	0,222	30	43
	8	50	0,395	47	76
	10	78	0,617	57	103
Сталь полосовая	30×8	240	1,88	152	280
	50×8	400	3,14	247	450
Сталь угловая	25×25×4	186	1,46	147	222
	30×30×4	227	1,78	184	306
	40×40×4	308	2,42	247	410
	45×45×5	429	3,37	296	510
	50×50×5	480	3,77	328	566
	60×60×6	691	5,42	396	740
	65×65×8	987	7,75	450	922
75×75×8	1150	9,03	518	1085	
Рельсы железнодорожные узкой колеи	Тип 7	885	6,93	390	—
	Тип 8	1076	8,42	410	
	Тип 11	1431	11,20	515	
	Тип 15	1880	14,72	595	
	Тип 18	2307	18,05	710	
	Тип 24	3270	24,04	750	

Примечание. Длительные допустимые силы тока нагрузки, указанные в таблице, даны для максимальной температуры нагрева до 70 °С при температуре окружающего воздуха + 25 °С.

660 В и от сети постоянного тока напряжением до 500 В. Для жесткого токоподвода используются токоприемники типов ТК и ТКП [19] с троллеедержателями типов ДТ и ДТН, токоподвод типов ШТМ и ШТА, стальные уголки, рельсы, круглая или полосовая сталь (табл. II.1.35). Выбор профиля троллей определяется конструкцией токоприемников и требуемым сечением.

При расчете токоподвода сечение проводов и троллей выбирается по условиям нагрева с дальнейшей проверкой на потерю напряжения.

Сечение проводов по условиям нагрева определяется расчетным током нагрузки, за который для крановых установок, работающих в повторно-кратковременном режиме, принимается среднеквадратичный ток. По величине расчетного тока нагрузки I_p подбирается сечение проводов (табл. II.1.35), отвечающих условию $I_p \leq I_{дл}$, где $I_{дл}$ — длительная допустимая сила тока нагрузки на троллейный провод, А. При ориентировочных расчетах принимается сила

тока, приходящаяся на 1 кВт мощности: для двигателя трехфазного тока — 2—3 А/кВт (при напряжении 380 В); для двигателя постоянного тока — 5 А/кВт (при напряжении 220 В).

Допустимая сила тока (А) на провода сечением свыше 10 мм² при повторно-кратковременном режиме работы с относительной продолжительностью включения ПВ определяется по формуле

$$I_{пв} = I_{дл} 0,875 / \sqrt{ПВ},$$

где $I_{дл}$ — допустимая по ПУЭ сила тока на провода при продолжительном режиме работы, А.

Расчетная сила тока I_p (А) группы двигателей и других потребителей определяется по формуле

$$I_p = k \sum I_{дв} + \sum I_{пот}, \quad (II.1.4)$$

где k — коэффициент, учитывающий разновременность загрузки двигателей: для режимов работы Л и С — $k = 0,6$, для режимов работы Т и ВТ — $k = 0,9$; $\sum I_{дв}$ — сила тока двух одновременно работающих двигателей наибольшей мощности, А; $\sum I_{пот}$ — сила тока постоянно включенных потребителей (рабочее освещение, нагревательные приборы, кондиционеры и т. п.), А.

Потеря напряжения в проводах, кабелях и медных троллеях в одной линии определяется в процентах от номинального напряжения сети U_n : для переменного трехфазного тока

$$\Delta U = \frac{100Pl}{\sigma g U_n^2} = \frac{1,73Il \cos \varphi}{\sigma g U_n};$$

для постоянного тока

$$\Delta U = \frac{200Pl}{\sigma g U_n^2} = \frac{200Il}{\sigma g U_n},$$

где P — мощность, передаваемая линией, Вт; l — длина линии, м; $\cos \varphi$ — коэффициент мощности нагрузки; I — сила тока нагрузки, А; σ — удельная проводимость материала провода, м/(Ом·мм²), для меди $\sigma = 57$ м/(Ом·мм²), для алюминия $\sigma = 35$ м/(Ом·мм²); g — сечение провода, мм²; U_n — номинальное напряжение, В.

Для проверки на потерю напряжения сечений проводов или троллеев, питающих группу двигателей, находится сила пускового тока наибольшего из электродвигателей и расчетная сила тока I_p [см. формулу (II.1.4)] всех остальных электродвигателей и потребителей

$$I = I_p + (k_n - 1) I_n,$$

где k_n — кратность силы тока наибольшего двигателя, $k_n = I_{пуск} / I_n$ — номинальная сила тока наибольшего электродвигателя, А.

Потеря напряжения (В/м) в стальных троллеях для кранов, работающих на переменном токе, определяется по формуле:

Рис. II.1.42. Номограмма для расчета потери напряжения в стальных троллеях

$\Delta U_1 = 1,73 (R \cos \varphi + X \sin \varphi) I$, где R , X — активное и реактивное сопротивление (Ом) на 1 м длины линии; φ — угол сдвига между током I и напряжением U ($\cos \varphi \approx 0,65 \div 0,7$; $\sin \varphi \approx 0,76 \div 0,71$).

Удобно также пользоваться номограммой (рис. II.1.42), по которой определяется потеря напряжения ΔU_1 (В/м), а затем вычисляется для линии длиной l потеря напряжения (%)

$$\Delta U = (\Delta U_1 / U_n) l 100.$$

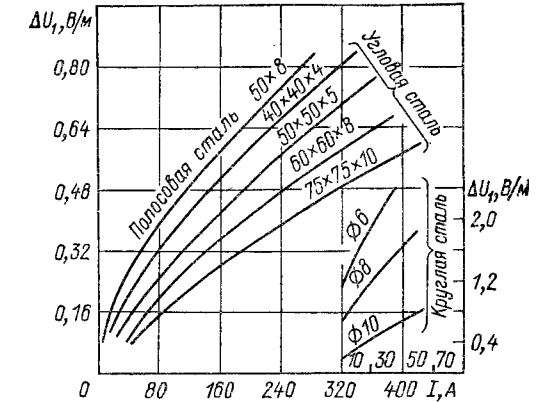
Номограмма приведена для значений $\cos \varphi = 0,65$. При отличии температуры окружающей среды от 25 °С сила тока в табл. II.1.35 пересчитывается умножением на коэффициенты, приведенные ниже:

Температура окружающей воздуха, °С	+5	+10	+15	+20	+25	+35	+40	+45
Поправочный коэффициент	1,18	1,14	1,10	1,05	1,00	0,89	0,84	0,74

Полная величина потери напряжения от шин трансформаторной подстанции до зажимов кранового двигателя при установленном режиме не допускается свыше 8 %, при пусках — не более 10 %; в троллейных проводах, расположенных на кране, — не более 2,5 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акимов Ю. И., Иог В. И., Бегальский А. Я. Применение динамического торможения с самовозбуждением в приводе механизма подъема башенного крана // Пром. энергетика. 1983. № 5. С. 12—13.
2. Андреев А. Ф. Грузоподъемные устройства с автоматическим и дистанционным управлением. М.: Стройиздат, 1979. 152 с.
3. Барков В. С., Мансандилов Л. Б., Богословский А. П. Крановый электропривод с двухскоростным асинхронным двигателем, имеющим фазно-короткозамкнутый ротор // Электротехн. пром-сть. Сер. Электропривод. 1984. Вып. 4 (126). С. 14—15.



II.9. Гидравлический
и пневматический приводы

В крановых механизмах все большее применение получают объемные гидроприводы, пневмоприводы и гидродинамические передачи. *Гидродинамические передачи* довольно просты и надежны в эксплуатации, позволяют автоматически и в широких пределах осуществлять бесступенчатое регулирование скоростей, исключают перегрузку двигателя, обеспечивая его работу на экономических режимах, значительно снижают динамические нагрузки при пусках и торможениях. Однако эти передачи имеют сравнительно низкий КПД (0,7—0,8), особенно при работе на режимах, отличных от номинального, усложнены гидросистемой принудительной циркуляции рабочей жидкости, предназначенной для ее охлаждения [2, 9]. *Объемные гидроприводы* отличаются простотой передачи энергии к механизмам, имеющим сложную пространственную кинематику движения, возможностью при малых габаритных размерах и массе обеспечивать большие передаточные числа, простотой и легкостью управления, возможностью бесступенчатого регулирования скорости движения в широком диапазоне, простотой средств для обеспечения плавного разгона, торможения и реверсирования, доступностью автоматизации, стандартизации и унификации [3, 6, 9]. Их основные недостатки: относительно низкий КПД (0,7—0,8), существенная зависимость работоспособности и надежности от условий эксплуатации (температуры, запыленности воздуха, загрязненности рабочей жидкости) и квалификации оператора, относительно высокая стоимость гидрооборудования. *Пневмоприводы* применяются во взрыво- и пожароопасных помещениях для маломощных механизмов [5, 10].

Объемный гидропривод включает преобразователи энергии — насос и гидродвигатель (гидродвигатели), контрольно-регулирующую и вспомогательную аппаратуру, гидробак и гидролинии.

Носителем энергии в гидроприводе является рабочая жидкость, в качестве которой обычно применяют минеральные масла с присадками, представляющие собой раствор высоковязкой полимерной присадки на маловязкой масляной основе [3, 6, 9, 12]. Это позволяет ей успешно сочетать в себе свойства рабочего тела и смазочного материала и не терять этих свойств в течение заданного срока службы при всех возможных условиях эксплуатации

4. Богословский А. П., Солодухо Я. Ю., Шоруков А. Х. Динамические режимы работы многодвигательного кранового электропривода при буксовании одного из колес//Электротехн. пром-сть. Сер. Электропривод, 1983. Вып. 8 (118). С. 4—6.
5. Герасимьяк Р. П. Тиристорный электропривод для кранов. М.: Энергия, 1978. 111 с.
6. Зубко Н. Ф., Подобед В. А. Влияние ветровых нагрузок на работу приводов механизма поворота и вылета стрелы порталного крана//Электротехн. пром-сть. Сер. Электропривод, 1983. Вып. 2 (112). С. 15—17.
7. Йорданов С., Райнов Р. Модернизация систем электропривода крановых механизмов//Электромашиностроение и электрооборудование, Киев, 1983. № 36. С. 61—64.
8. Ключев В. И., Терехов В. М. Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов. М.: Энергия, 1980. 369 с.
9. Крановое электрооборудование: Справочник/Алексеев Ю. В., Богословский А. П., Певзнер Е. М. и др. Под ред. А. А. Рабиновича. М.: Энергия, 1979. 240 с.
10. Певзнер Е. М., Яуре А. Г. Расчет крановых электроприводов с учетом приведенных маховых масс механизма//Электротехника, 1983. № 9. С. 9—11.
11. Переходные процессы в асинхронном электроприводе с импульсно-ключевым регулированием/Барышников В. А., Данилов П. Е., Певзнер Е. М. и др.//Электротехн. пром-сть. Сер. Электропривод, 1984. Вып. 9 (131). С. 1—4.
12. Правила устройства электроустановок. 6-е изд. перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1986. 640 с.
13. Руководящий технический материал. РТМ 24.090.81—85. Краны грузоподъемные: Методика расчета и выбора электрооборудования. ВНИИПТмаш. М.: 1986. 90 с.
14. Сегаль Д. И. Определение расчетных нагрузок на редуктор и выбор электродвигателей с учетом статических характеристик режима работы мостового крана//Электропривод, автоматизация и надежность ПТМ/ВНИИПТмаш, М.: 1981. С. 84—95.
15. Семерня Н. Ф., Слуцкий А. В. Аппаратура систем дистанционного управления кранами//Тр. ВНИИПТмаш, 1978. № 2. С. 42—60.
16. Система импульсно-ключевого управления для крановых механизмов/Боев В. С., Голев С. П., Лемпер Л. И. и др.//Электротехн. пром-сть. Сер. Электропривод, 1982. Вып. 3 (101). С. 24—27.
17. Справочник по автоматизированному электроприводе/Под ред. В. А. Елисеева и А. В. Шиняского, М.: Энергоатомиздат, 1983. 616 с.
18. Судовые электроприводы: Справочник в 2 т./Богословский А. П., Певзнер Е. М., Фрейдзон И. Р. и др. 2-е изд., перераб. и доп. Т. 2. Л.: Судостроение, 1983. 384 с.
19. Электрооборудование кранов/Богословский А. П., Певзнер Е. М., Семерня Н. Ф. и др. М.: Машиностроение, 1983. 309 с.
20. Электрооборудование и автоматизация управления строительными башенными кранами//Петров И. И., Богословский А. П., Певзнер Е. М. и др. М.: Машиностроение, 1979. 216 с.
21. Hall Ted. Development of the electric overhead travelling crane//Cranes Today. 1982. N 116. P. 50—51.
22. Schauer Winfried. Methoden zur Pendelwinkeldämpfung und Positionierung der Last bei Laufkatzen mit nichtstarrer Hstaufhängung//Hebezeuge und Fördern. 1983. N 7. S. 206—209, 193.

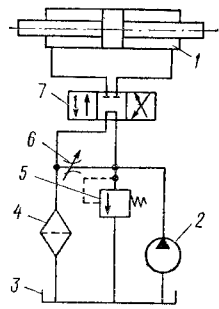


Рис. II.2.1. Схема гидропривода с разомкнутым потоком:
1 — цилиндр; 2 — насос; 3 — гидробак; 4 — фильтр; 5 — предохранительный клапан; 6 — дроссель; 7 — распределитель

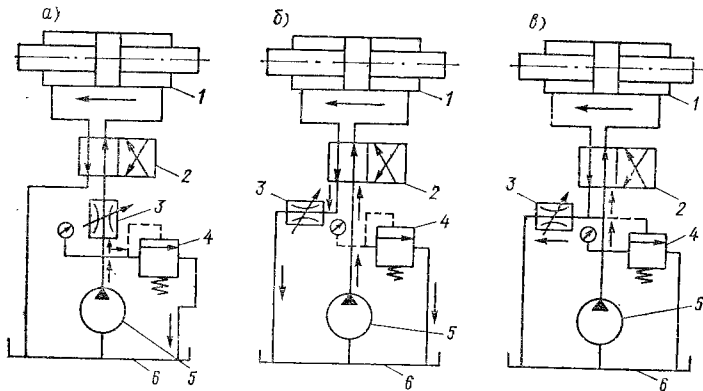


Рис. II.2.2. Схемы гидродвигателей дроссельного регулирования: а — дроссель на входе в гидроцилиндр; б — дроссель на выходе из гидроцилиндра; в — дроссель параллельно гидроцилиндру;
1 — гидроцилиндр; 2 — двухпозиционный распределитель; 3 — дроссель; 4 — предохранительный клапан; 5 — насос; 6 — гидробак

(см. т. 2, п. VII.23). При этом рабочая жидкость должна быть достаточно вязкой, что способствует уменьшению утечек через неплотности элементов гидросистем, но не слишком, ибо с увеличением ее вязкости увеличиваются потери давления в гидросистеме, ухудшаются условия работы гидромашин.

В зависимости от типа гидродвигателя (гидромотор, поворотный гидродвигатель, гидроцилиндр) различают объемные гидроприводы вращательного (с неограниченным и ограниченным углом поворота выходного вала) и объемные гидроприводы возвратно-поступательного движения. По характеру циркуляции рабочей жидкости различают гидроприводы с разомкнутым и замкнутым потоком. Первые из них распространены в маломощных механизмах вращательного движения и в механизмах возвратно-поступательного движения, включающих гидроцилиндры с односторонним штоком (рис. II.2.1). Эти приводы надежны в работе, имеют простую конструкцию. Однако из-за бака повышенной вместимости и меньшей энергонасыщенности они имеют худшие массогабаритные характеристики, чем у гидроприводов с замкнутым потоком. Их реверс осуществляется с помощью распределителя. Регулирование скорости движения выходного звена гидроприводов с разомкнутым потоком производится регулируемым насосом (объемное регулирование) или регулятором потока (дроссельное

регулирование) по одной из схем, изображенных на рис. II.2.2. При дроссельном регулировании скорости часть потока жидкости напорной гидролинии «сбрасывается» в гидробак *б*, не попадая в гидродвигатель. Энергия этой части потока жидкости не участвует в совершении полезной работы, а расходуется на дросселирование, переходя в теплоту, что неэкономично и следует учитывать при проектировании. В этом смысле установка регулятора потока параллельно гидродвигателю (рис. II.2.2, *в*) наиболее эффективна, так как дросселирование жидкости происходит под давлением, определяемым нагрузкой. В гидроприводах с последовательной установкой регулятора потока (рис. II.2.2, *а* и *б*) жидкость дросселируется под давлением срабатывания переливного клапана вне зависимости от нагрузки. В соответствии с вышеизложенным для гидропривода с параллельной установкой регулятора потока $\eta_{\Sigma} \approx \eta_{\Sigma 1} \eta_{\Sigma 2} (n_2/n_{2max})$, а для гидропривода, где регулятор потока установлен последовательно, $\eta_{\Sigma} \approx \eta_{\Sigma 1} \eta_{\Sigma 2} (N_2/N_{2max})$. Здесь η_{Σ} , $\eta_{\Sigma 1}$ и $\eta_{\Sigma 2}$ — общий КПД гидропривода, гидронасоса и гидродвигателя, n_2 , n_{2max} — частота вращения вала гидромотора (текущее и максимальное значения); N_2 , N_{2max} — мощность на валу гидромотора (текущее и максимальное значения). Несмотря на худшие энергетические показатели, гидроприводы с последовательным расположением регуляторов потока получили применение на кранах, так как в них хорошо «демпфируются» удары, возникающие при пусках и торможениях механизмов. В приводах большей мощности эффективнее применять комбинированное регулирование скорости. При больших скоростях движения, когда через гидропередачу проходит большой поток мощности, регулирование следует осуществлять изменением подачи насоса. При малых скоростях движения, когда чувствительность к управляющему воздействию у регулируемого насоса плохая, следует перейти на дроссельное регулирование. Применяемый при этом регулятор потока малого типоразмера обеспечивает высокое качество управления, а энергетические потери на сливе ничтожны. У ступенчатых гидроприводов регулирование скорости достигается включением в работу двух или нескольких насосов или гидродвигателей. В частности, в распространенной схеме с двумя гидромоторами поочередным, одновременным или последовательным подключением к нерегулируемому насосу получают три скорости выходного вала. При постоянном давлении в напорной гидролинии на исполнительном механизме удается поддерживать, без учета потерь энергии в приводе, режим постоянной мощности: $M_{вых} n_{вых} \approx const$.

Схема гидропривода с замкнутым потоком рабочей жидкости (рис. II.2.3) состоит из основного и вспомогательного контуров циркуляции. Работоспособность основного контура обеспечивается системой подпитки, поддерживающей в сливной (всасывающей) гидролинии некоторое избыточное давление (0,5—2,5 МПа). Чем напряженнее работа основного контура циркуляции и больше

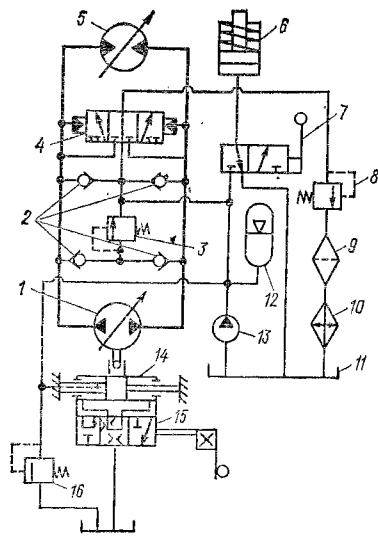


Рис. 11.2.8. Схема гидропривода с замкнутым потоком (гидропривода грузовой лебедки): 1 — регулируемый реверсивный насос с гидроусилителем; 2 — обратные клапаны; 3 — предохранительный клапан основного контура; 4 — разделительный распределитель; 5 — регулируемый реверсивный гидромотор привода грузовой лебедки; 6 — гидроцилиндр тормоза; 7 — ручной двухпозиционный распределитель включения тормоза; 8 — клапан давления системы подпитки; 9 — фильтр; 10 — теплообменник; 11 — гидробак; 12 — газогидравлический аккумулятор; 13 — насос системы подпитки; 14 — гидроцилиндр гидроусилителя; 15 — распределитель гидроусилителя; 16 — предохранительный клапан системы управления

динамичность нагружения кранового механизма, тем выше давление подпитки. Часто насос системы подпитки выполняет также функции насоса системы управления (как, например, в рассматриваемом случае) — тормозом грузоподъемного механизма и гидроусилителем основного насоса.

Система подпитки компенсирует утечки в основном контуре циркуляции жидкости, стабилизирует температурный режим, очищает рабочую жидкость от продуктов изнашивания и окисления, исключает разрыв потока жидкости в гидрелиниях основного контура циркуляции, исключает кавитацию основного насоса. При расчете системы подпитки учитывают все из ее функций, выявляя наиболее неблагоприятные условия. В частности, для гидропривода механизма главного подъема крана такими условиями являются, как правило, стабилизация температурного режима или исключение явления разрыва потока жидкости в гидрелиниях основного контура гидропривода при подъеме груза «с подхватом» [3]. Реверс и бесступенчатое регулирование скорости движения выходного звена гидропривода с замкнутой циркуляцией обеспечиваются регулируемым насосом. При реверсировании привода напорная и сливная (всасывающая) гидрелинии меняются местами. В этих условиях подпитка обеспечивается системой обратных клапанов. Компактность и относительно малая масса современных гидроприводов определяются величиной давления рабочей жидкости. Высокое качество изготовления силовых гидроагрегатов и гидроаппаратуры в условиях специализированного производства позволяет поднять уровень номинального давления жидкости до 16—25 МПа, а пикового — до 21—32 МПа.

Проектирование гидропривода предусматривает разработку принципиальной и монтажной гидравлических схем, установку гидроагрегатов и контрольной аппаратуры, выполнение предварительного и поверочного расчетов. Исходными данными для разработки принципиальной гидравлической схемы

являются циклограмма, условия и режимы эксплуатации крана и его механизмов. При этом за основу принимаются типовые решения построения гидросистем подобного типа и аналоги, получившие проверку в эксплуатации [3]. Принципиальная гидравлическая схема включает в себя сведения о типе и основных параметрах всех гидромашин и аппаратуры, входящих в ее состав. Она представляет собой изображенные гидромашин и гидроаппаратов в виде символов (ГОСТ 2.781—68* и ГОСТ 2.782—68*), соединенных между собой линиями связи, имитирующими гидрелинии согласно установленным правилам (ГОСТ 2.701—76* и ГОСТ 2.704—76*).

Параметры гидромашин — насосов и гидродвигателей — определяются на основе рассмотрения выражений связи между их внешними и внутренними кинематическими и нагрузочными координатами.

Для насоса:

$$Q_1 = \gamma_1 \eta_V W_1 n_1; \quad M_1 = \gamma_1 \eta_{ГМ1}^{-1} W_1 \Delta p_1; \quad (11.2.1)$$

для гидромотора и поворотного гидродвигателя:

$$Q_2 = \gamma_2 \eta_V^{-1} W_2 n_2; \quad M_2 = \gamma_2 \eta_{ГМ2} W_2 \Delta p_2; \quad (11.2.2)$$

для гидроцилиндра с двусторонним штоком:

$$Q_2 = F_2 v_2; \quad P_2 = \eta_{ГМ2} F_2 \Delta p_2. \quad (11.2.3)$$

В этих выражениях Q — подача насоса или расход гидродвигателя, м³/с; γ — параметр регулирования (для реверсивной гидромашин $1 \geq \gamma \geq -1$, для нереверсивной $1 \geq \gamma \geq 0$); η_{Σ} , η_V , $\eta_{ГМ}$ — общий объемный и гидромеханический КПД гидромашин; $W = V_{01,2}/(2\pi)$ — характерный объем гидромашин, м³; $V_{01,2}$ — рабочий объем гидромашин, м³/об; Δp — перепад давления жидкости на гидромашине, Па; $F_2 = (\pi/4)(D_{\Pi}^2 - D_{ШТ}^2)$ — активная площадь гидроцилиндра этого типа, м²; D_{Π} , $D_{ШТ}$ — диаметры поршня и штока, м. Здесь и в последующем индекс 2 принадлежит гидродвигателю, а индекс 1 — насосу. При получении выражений связей в гидроприводе предполагают, что внешняя кинематическая (частота вращения n_2 гидромотора и поворотного гидродвигателя или скорость движения v_2 штока гидроцилиндра) и нагрузочная (момент сил M_2 на валу гидромотора или усилие P_2 на штоке гидроцилиндра) координаты заданы циклограммой нагружения. Для гидроцилиндров с односторонним штоком уравнение силовой связи несколько усложняется за счет различия активных площадей — штоковой ($F_2 = f_{\Pi} - f_{ШТ}$) и поршневой ($F_2 = f_{\Pi}$). В частности, при подводе жидкости в поршневую полость

$$P_2 = \eta_{ГМ2} (f_{\Pi} \Delta p_2 + f_{ШТ} p_{сл}); \quad (11.2.4)$$

при подводе жидкости в штоковую полость

$$P_2 = \eta_{ГМ2} [f_{\Pi} (1 - \psi^{-1}) \Delta p_2 - f_{ШТ} p_{сл}], \quad (11.2.5)$$

где $\psi = f_{шт}/f_{шт}$ определяется расчетом штока на прочность и устойчивость и в зависимости от хода штока L и типа заделки принимается равным 1,25—4,3 [3]; $p_{с.л}$ — давление жидкости на сливе из гидроцилиндра, Па.

Предварительный расчет выполняется в следующей последовательности.

1. Определяется рабочий объем гидромотора (см. II.2.2)

$$V_2 = 2\pi \frac{M_2}{\eta_{гм}^* \Delta p_2^*} \quad (\text{II.2.6})$$

или диаметр поршня при подводе жидкости в поршневую полость (см. II.2.4)

$$D_{п} \approx 2 \left(\frac{P}{\pi \eta_{гм}^* \Delta p_2^*} \right)^{0,5}, \quad (\text{II.2.7})$$

или при подводе жидкости в штоковую полость (см. II.2.5)

$$D_{п} \approx 2 \left(\frac{P}{\pi (1 - \psi^{-1}) \eta_{гм}^* \Delta p_2^*} \right)^{0,5}. \quad (\text{II.2.8})$$

Сближение выражений (II.2.7) и (II.2.8) связано с допущением вида $f_{шт} p_{с.л} \approx 0$, что правомерно, так как гидросистемы с гидроцилиндрами бывают, как правило, с разомкнутой циркуляцией, когда при установившемся режиме $p_{с.л} \leq 0,2 \div 0,5$ МПа. В выражениях (II.2.6)—(II.2.8) значение $\eta_{гм}^*$ принимается по паспортным данным гидромашин, где приведены данные для $\eta_{гм}^*$ и $\eta_{гв}^*$ на номинальном паспортном режиме эксплуатации, что в данном случае отмечено индексом *. При этом $\eta_{гм}^* = \eta_{гм}^*/\eta_{гв}^*$. Значения M_2 и P_2 принимаются наибольшими из возможных, а давление жидкости Δp_2^* — на 10—20 % меньше номинального p^* , чем учитываются потери давления в гидролиниях и гидроаппаратуре. Значение p^* принимается в соответствии с типом гидромашин, принятых к применению. По справочнику или каталогу [3] или в соответствии с рекомендациями действующих ГОСТов, ОСТов или РТМ выбираются гидромотор или гидроцилиндр, имеющие рабочий объем V или диаметр поршня $D_{п}$, близкий к расчетным по выражениям (II.2.6)—(II.2.8).

2. Рассчитывается расход жидкости Q ($\text{м}^3/\text{с}$) в напорной гидролинии. Требуемая подача насоса Q_1 определяется из условия неразрывности потока, которое с точностью до утечек в гидролиниях и гидроаппаратуре, что допустимо на стадии предварительного расчета, имеет вид $Q_1 = Q = Q_2$. При этом, приняв $\gamma = 1$, имеем (см. II.2.2) и (II.2.3): $Q_1 \approx \eta_{гв}^* W_2 n_2$ или $Q_1 \approx F_2 v_2$, где n_2 и v_2 — соответствует расчетному этапу цикла работы механизма, когда передаваемая гидropередачей мощность максимальна.

3. Определяется мощность, развиваемая насосом,

$$N_1 = 10^{-3} Q_1 p^*. \quad (\text{II.2.9})$$

Выбирается насос, номинальная мощность которого близка к рассчитанной по формуле (II.2.9).

4. Определяется частота вращения насоса

$$n_1 = 2\pi Q_1 / (\eta_{гв}^* V_1). \quad (\text{II.2.10})$$

5. Максимальный расход жидкости Q ($\text{м}^3/\text{с}$) в напорной гидролинии и номинальное давление p^* (Па) служат основанием для предварительного выбора типа направляющих регулирующих и прочих гидроаппаратов, предусмотренных принципиальной гидросхемой [3].

6. Мощность (кВт) приводного двигателя

$$N_{дв} = 10^{-3} Q_1 p^* / \eta_{дв}. \quad (\text{II.2.11})$$

Контрольно-регулирующая и вспомогательная гидроаппаратура выбираются по основным параметрам гидропривода: номинальному давлению p^* и расходу Q^* . Типы гидромашин, условия и режим эксплуатации гидропривода являются в этом случае дополнительными условиями. В частности, тонкость фильтрации δ^* рабочей жидкости для обеспечения нормальной эксплуатации аксиально-поршневых гидромашин должна быть не менее 0,025 мм, что определяет выбор типа фильтра. Циклограмма необходима для определения номинальной емкости V^* гидроаккумулятора. Предварительный расчет параметров силовых гидроагрегатов и гидроаппаратуры несет в себе необходимую информацию для завершения, в основном, принципиальной схемы, разработки монтажной гидросхемы и размещения выбранного гидрооборудования на кране. После вычерчивания монтажной схемы определяются потери давления в гидролиниях и в гидроаппаратуре, приводимые к местным потерям и потерям по длине гидролиний. Эти потери сложным образом зависят от характера движения жидкости в трубах, шероховатости внутренней поверхности, характеристик сужений и расширений [1, 3].

Внутренний диаметр (мм) трубопроводов при расходе жидкости в нем Q ($\text{м}^3/\text{с}$) и скорости v ($\text{м}/\text{с}$)

$$d_{вн} = 80 \sqrt{Q/v}, \quad (\text{II.2.12})$$

где $v = 5,0 \div 8,0$ м/с для напорных гидролиний, $v = 2,0 \div 2,5$ м/с — для сливных и $v = 1,0 \div 1,5$ м/с — для всасывающих [1].

Анализ теплового режима гидросистемы выполняют для определения температуры рабочей жидкости $\tau_{ж}$, а при условии $\tau_{ж} > [\tau_{ж}]$ — для определения параметров дополнительных теплообменных средств. Здесь $[\tau_{ж}]$ — допустимая температура рабочей жидкости гидросистемы. Температура рабочей жидкости $\tau_{ж}$ рассчитывается по уравнению

$$\tau_{ж} = (N_{ш}/A) (1 - e^{-t/T}) + \tau_{ср} + (\Delta\tau) e^{-t/T}, \quad (\text{II.2.13})$$

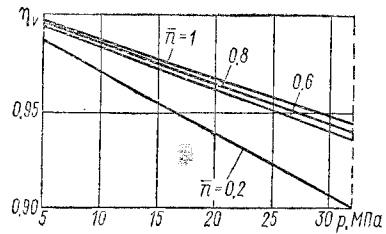
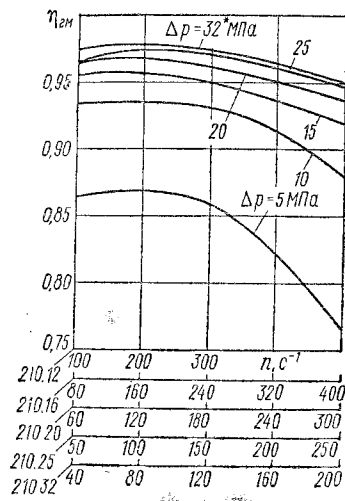


Рис. 11.2.4. Зависимость объемного КПД $\eta_v(\Delta p, n)$ для аксиально-поршневых насосов типа 210 ($\bar{n} = n/n_{\max}$)

Рис. 11.2.5. Зависимость гидромеханического КПД $\eta_{гм}(\Delta p, n)$ для аксиально-поршневых гидромоторов типа 210 ($\bar{n} = n/n_{\max}$)



11.2.1. Усредненные значения коэффициентов теплопередачи $k_{то}$

Особенности размещения гидропривода	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)
В стесненных условиях без специальной вентиляции	7—10
В стесненных условиях, но при слабой вентиляции	10—14
Свободное размещение при сильной вентиляции ($V_v \geq 1,0$)	14—20

Примечание. V_v — скорость движения воздуха.

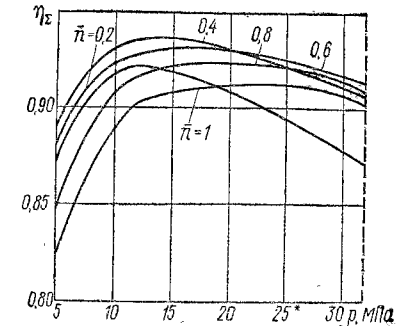


Рис. 11.2.6. Зависимость полного КПД $\eta_{\Sigma}(\Delta p, n)$ для аксиально-поршневых насосов типа 210 ($\bar{n} = n/n_{\max}$)

где $N_{п} \approx N_1(1 - \eta_{\Sigma})$ — мощность потерь, Вт; N_1 — мощность насоса, Вт; η_{Σ} — общий КПД гидропривода; $T = c/A$ — постоянная времени нагрева гидропривода, с; $c = \sum_{i=1}^m c_i m_i$ — теплоемкость гидросистемы, Дж/К; $A = \sum_{j=1}^m E_j k_j$ — теплоотдача гидросистемы, Вт/К; m_i — масса i -го элемента, участвующего в поглощении тепловой энергии, кг; c_i — удельная теплоемкость i -го элемента, Дж/(кг·К); F_j — площадь j -го элемента гидросистемы, участвующего в теплоотдаче, м²; k_j — коэффициент теплопередачи j -го элемента, Вт/(м²·К); $\Delta t = \tau_{ж} - \tau_{ср}$; $\tau_{ср}$ — температура окружающей среды, К. При суммировании по i и по j следует принимать в расчет только те элементы, которые в процессе теплообмена нагреваются примерно до температуры рабочей жидкости. При $t = 3T$ температура жидкости в гидросистеме практически достигает установившегося значения. В этом случае $\tau_{ж} \approx N_{п}/A + \tau_{ср}$. При $\tau_{ж} > [t]$

$$A_{то} = \frac{N_{п}}{[t] - \tau_{ср}} - A, \quad (11.2.14)$$

где $A_{то} = F_{то} k_{то}$; $F_{то}$ — поверхность теплоотдачи теплообменника, м²; $k_{то}$ — коэффициент теплопередачи теплообменника, Вт/(м²·К) (табл. 11.2.1).

Часто при использовании объемных гидроприводов возникает необходимость в определении их характеристик на режимах работы, отличных от номинальных. В этом случае выражения (11.2.1)—(11.2.3) правомерны, но значения η_v и $\eta_{гм}$ следует принимать по результатам экспериментов, представляемых, как пра-

вило, в виде функции параметров режима $\eta_v(\Delta p, n)$, $\eta_{гм}(\Delta p, n)$, $\eta_{\Sigma}(\Delta p, n)$, как это показано на рис. 11.2.4, 11.2.5 и 11.2.6. Поверочным расчетом выявляют фактические значения кинематических $v_{2ф}$ и $n_{2ф}$ и нагрузочных $P_{2ф}$, $M_{2ф}$ координат выходного звена гидропривода, уточняя их соответствие исходным данным. При необходимости корректируют выбор гидромашин [3].

При анализе пусков и торможений, а также работы гидропривода в условиях установившейся динамики (раскачка груза, работа на «волне» плавучего крана и т. п.) возникает необходимость отображать гидропривод динамической схемой и соответствующей этой схеме математической моделью. При таком подходе процессы в крановых механизмах соответствуют процессам в цепных динамических моделях, свойства которых определяются парциальными свойствами отдельных звеньев и подсистем, включая динамическую схему гидропривода [4]. На рис. 11.2.7 изображена динамическая схема гидропривода объемного регулирования с разомкнутым потоком. Модель внешне напоминает упрощенную принципиальную схему соответствующего гидропривода, связи в котором идеализированы (отсутствуют статическая и динамическая податливость и потери давления в гидромашинах и гидролиниях). При этом утечки и перетечки Q_y в гидромашинах, гидроаппаратуре и гидролиниях, определяющие статическую податливость — снижение частоты вращения n_2 выходного звена гидропривода под действием установившейся части M_{02} нагрузки $M_2(t)$ — имитируются расходом Q_y через условный дроссель; сжимаемость жидкости и расширение гидролиний, определяющих динамическую податли-

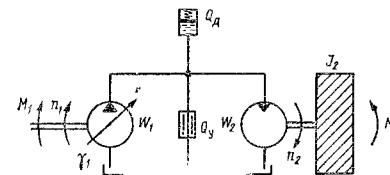


Рис. 11.2.7. Динамическая схема гидропривода

вость — отклонение частоты вращения n_2 выходного звена гидропривода в результате действия переменной части $\delta M_2(t)$ нагрузки $M_2(t) = M_{02} + \delta M_2(t)$ — имитируются газогидравлическим аккумулятором с динамическим расходом Q_d ; потери давления в гидромашинах и гидродинамиках имитируются элементами с «вязким» и «сухим» трением, находящимся на валах гидромашин и вызывающими возникновение на этих валах дополнительных моментов сил «вязкого» M_h и сухого M_f трения. Вращающиеся массы механизма крана, приведенные к валу гидромотора, учитываются моментом инерции J_2 . В рассматриваемом случае гидропередача работает в условиях приложения внешнего возмущения $[M_2(t) = M_{02} + \delta M_2(t)]$, управляющего воздействия $[\gamma_1(t) = \gamma_{01} + \delta\gamma(t)]$ и кинематических помех $[n_1(t) = n_{01} + \delta n_1(t)]$. В этом случае выходными координатами являются частота вращения гидромотора $n_2(t) = n_{02} + \delta n_2$ и момент сил на насосе $M_1(t) = M_{01} + \delta M_1(t)$. При нулевых начальных условиях они определяются в относительных координатах:

$$\bar{n}_{02} = \gamma_{01} (W_1/W_2) \bar{n}_1 - \tau \sigma^* \bar{M}_{02}; \quad (\text{II.2.15})$$

$$\delta n_2(t) = \frac{W_1/W_2}{a} \left[\gamma_{01} \delta \bar{n}_1(t) + \bar{n}_{01} \delta \gamma_1(t) - \tau \frac{W_2}{W_1} b_2 \delta \bar{M}_2(t) \right]; \quad (\text{II.2.16})$$

$$\bar{M}_{01} = (1 + C_{j1} + C_{j2}) \gamma_{01} (W_1/W_2) (\bar{M}_{02} + h_n \sigma^* \bar{n}_{01}); \quad (\text{II.2.17})$$

$$\delta \bar{M}_2(t) = \frac{\gamma_{01} W_1/W_2}{a} [\delta M_2(t) + (W_1/W_2) \sigma^* h_n b_1 \gamma_{01} \delta \bar{n}_1(t) + n_{01} \delta \gamma_1(t)]; \quad (\text{II.2.18})$$

$$a = T^2 S^2 + 2\xi T S + 1; \quad b_1 = T_n S + 1; \quad b_2 = T_m S + 1,$$

где τ — коэффициент статической податливости гидропривода вращательного движения $(\text{Н мс})^{-1}$; $\sigma^* = n^*/M^*$ — характеристики «базового» режима эксплуатации гидропривода, $(\text{Н мс})^{-1}$; в качестве базового обычно принимают номинальный режим приводного двигателя; при непосредственном соединении насоса с приводным двигателем $\sigma^* = n_{1н}/M_{1н}$; $h_{n1,2}$ — коэффициент «вязких» потерь в насосе и гидромоторе, Н мс ; $\xi = 0,5T(T_n^{-1} + T_m^{-1})$ — коэффициент демпфирования гидропривода; $TJ_2 v / (1 - C_{j2} + \tau_{n2})$ — постоянная времени гидропривода, с; $T_n = v/T$ — постоянная времени оператора потерь, с; v — коэффициент динамической податливости гидропривода вращательного движения, $(\text{Н м})^{-1}$; $c_{j1,2}$ — коэффициент потерь «сухого» трения соответственно в насосе и гидромоторе; $T_m = J_2/(h_{n2})$ — постоянная времени оператора нагрузки, с.

В уравнениях (II.2.15)—(II.2.18) черта над параметрами режима (\bar{n}_1 , \bar{n}_2 , \bar{M}_1 и т. п.) означает, что в этом случае параметр отнесен к «базовому» значению соответствующего параметра (n^* , M^*): $\bar{n}_1 = n_1/n^*$, $\bar{n}_2 = n_2/n^*$, $\bar{M}_1 = M_1/M^*$ и т. п.

При работе на режимах, близких к номинальным:

$$\tau = \tau_1 \left(\frac{W_1}{W_2} \right)^2 + \tau_2 + \frac{\sum Q_{ут\ c}}{W_2^2 \Delta p^*}; \quad \tau_1 = (1 - \eta_{01}^*) n^*/M^*;$$

$$\tau_2 = (1 - \eta_{02}^*) (n^*/\mu^*); \quad h_{n1,2} = (1 - \eta_{01,2}^*) M^*/n^*;$$

$$C_{j1,2} = 2\eta_{01,2}^* - (1 + \eta_{\Sigma}^*); \quad v = V_{ж}/(E_{ж\ пр} W_2^2),$$

где $\sum Q_{ут\ c}$ — суммарные утечки в гидроаппаратах и гидромашинах при перепаде давления Δp^* ; $V_{ж}$ — объем жидкости в напорной гидродинамической гидропривода, м^3 ; $E_{ж\ пр}$ — приведенный модуль упругости жидкости, который учитывает деформацию стенок труб, Н/м^2 . Определяется $E_{ж\ пр}$ уравнением [9]

$$E_{ж\ пр}^{-1} = E_{ж}^{-1} + \frac{2}{E} \frac{n_T^2 + 1}{n_T^2 - 1} \left[1 - \left(\frac{n}{n_R} \right)^{27} \right]^{-1}, \quad (\text{II.2.19})$$

где $n_T = R_a/R_b$; R_a и R_b — соответственно наружный и внутренний диаметры трубы; n — преобладающая частота внешнего возмущения, характеризующая скорость деформации жидкости, с^{-1} ; собственная частота свободных радиальных колебаний стенок трубы, с^{-1}

$$n_R = 2 \sqrt{\frac{E(R_a + R_b)}{\rho_r R_i (R_a^2 + R_b^2)}},$$

где ρ_r — плотность материала стенок трубы, кг/м^3 . Для резино-металлических рукавов, наполненных минеральным маслом, в первом приближении можно принять $E_{ж\ пр} = 1/3 E_{ж}$ [9]. Более точное значение $E_{ж\ пр}$ следует определять экспериментально. Для минеральных масел $E_{ж} = (1,8 \div 2,2) 10^9$, МПа. Учитывая, что в работающей гидросистеме может находиться нерастворенный воздух, при расчетах следует предусматривать возможность уменьшения модуля упругости жидкости вплоть до величины $E_{ж} \approx 0,7 \cdot 10^9$ МПа [9, 12]. При расчете констант гидропривода, работающего на режимах, отличных от номинального, следует учитывать изменение η_T , η_V и $\eta_{ГМ}$ (см. графики рис. II.2.4—II.2.6). Более подробные сведения по динамическим расчетам гидропривода приведены в работах [9, 12].

В качестве насосов и гидродвигателей в машиностроительных гидроприводах подавляющее распространение получили роторные гидромашины, в которых перемещение рабочей жидкости из приемной камеры в отдающую происходит в замкнутых объемах рабочих клеток, образуемых ее рабочими органами — статором, ротором и замыкателем [9]. Они принципиально обратимы, т. е. их основные узлы одинаково пригодны для работы в гидронасосах и гидромоторах. По конструкции роторные гидромашины, получившие распространение в краностроении, классифицируются на шестеренные, шибберные (пластинчатые), радиально-аксиально-поршневые. Они могут быть выполнены с нерегулиру-

II.2.2. Техническая характеристика насосов НШ [13]

Параметр	НШ-32-2	НШ-50-2	НШ-67	НШ-100-2
Рабочий объем $V_0 \cdot 10^{-6}$, м ³	31,5	48,8	69	98,8
КПД, не менее:				
объемный *	0,92		0,94	
общий	0,83		0,85	
Давление, МПа:				
номинальное		14,0		
максимальное				
Частота вращения, с ⁻¹ :		16,0		17,5
номинальная		32		25
максимальная		40		32
Масса, кг	6,8	7,4	17,4	17,5

Примечание. Рабочие жидкости (ГОСТ 8581-78 *): летом — М-10 В₂, М-10 Г₂, М-10 Г₂К; зимой — М-8 В₂, М-8 Г₂, М-8 Г₂К; тонкость фильтрации рабочей жидкости 63 мкм.

* При работе насоса в номинальном режиме на рабочей жидкости с кинематической вязкостью $(6,0 \div 7,0) \cdot 10^{-5}$ м²/с при температуре 50 °С.

мым и регулируемым рабочим объемом, с реверсивным и нереверсивным направлением вращения, с постоянным и реверсивным направлением потока.

Шестеренные гидромашины широко используют в крановых механизмах небольшой мощности при низком (2,5—6,3 МПа) и среднем (10—20 МПа) давлении рабочей жидкости. Они надежны в эксплуатации, менее, чем поршневые гидромашины, требовательны к чистоте рабочей жидкости, имеют небольшую стоимость и среднюю металлоемкость (0,2—13,6 кг/кВт). Гарантийная наработка гидронасосов типа НШ (табл. II.2.2) на кранах 3500 мото-ч в течение двух лет. Направление вращения правое или левое по требованию заказчика. Насосы могут монтироваться в любом положении. Минимально возможный уровень рабочей жидкости в гидробаке должен быть не менее чем на 150 мм выше входного отверстия насоса.

В системах смазки крановых механизмов применяют шестеренные насосы типов Г 11-1, БГ 11-1 и ВГ 11-1. Они работают на чистом (тонкость фильтрации 25 мкм) индустриальном масле 20 или 30 (ГОСТ 799-73) при давлении до 0,5 МПа, имея номинальную частоту вращения 24,2 с⁻¹. Подача насосов типоразмеров Г, БГ, ВГ 11-1А — $8 \cdot 10^{-5}$ м³/с, типоразмеров Г, БГ, ВГ 11-1А — $13 \cdot 10^{-5}$ м³/с. Объемный КПД — соответственно 0,7 и 0,72, а приводная мощность 0,12 и 0,18 кВт.

В системах управления и подпитки применяют шестеренные насосы типов Г 11-2, БГ 11-2 и БГВ 11-2 (табл. II.2.3). Они работают при номинальном давлении 2,5 МПа (максимальное давле-

II.2.3. Техническая характеристика насосов типов Г 11-2, БГ 11-2 и БГВ 11-2 [13]

Параметр	Г, БГ, БГВ 11-24А	Г, БГ 11-24	Г, БГ 11-25А	Г, БГ 11-26
Рабочий объем $V_0 \cdot 10^{-6}$, м ³	40	56	80	100
КПД, не менее:				
объемный	0,86	0,88	0,9	0,92
общий	0,71	0,73	0,75	0,77

Примечания: 1. Насосы изготавливаются следующих исполнений: Г 11-2 без электродвигателя; БГ 11-2 с электродвигателем, смонтированным на общей плите; БГВ 11-2 с взрывозащищенным электродвигателем, смонтированным на общей плите. 2. Номинальная частота вращения всех насосов этого типа 24,2 с⁻¹. 3. Рабочие жидкости И-20 и И-30 (ГОСТ 20799-75*); тонкость фильтрации 63 мкм.

ние 3,0 МПа), на рабочих жидкостях с кинематической вязкостью $(1,7 \div 40) \cdot 10^{-5}$ м²/с при температуре от 10 до 50 °С.

Пластинчатые однопоточные (табл. II.2.4) и двухпоточные (табл. II.2.5) насосы типа БГ 12-4 работают при давлении до 10 МПа (кратковременно до 12,5 МПа) на чистых (чистота фильтрации 25 мкм) минеральных маслах кинематической вязкостью от $1,7 \cdot 10^{-5}$ до $21,3 \cdot 10^{-5}$ м²/с при температуре 10—50 °С. Двухпоточные насосы состоят из двух однопоточных насосов, объединенных в одном корпусе со всасывающим отверстием. Нагнетание от каждого гидронасоса выведено отдельно. Номинальная частота вращения 25 с⁻¹, ресурс 3000 ч. Масса однопоточных насосов 3,7 кг, двухпоточных — 6,7 кг. Пластинчатые насосы двойного действия бывают и однопоточными (табл. II.2.6), и двухпоточными. Работают они на чистых (чистота фильтрации 25 мкм) минеральных маслах кинематической вязкостью $(1,7 \div 21,3) \cdot 10^{-5}$ м²/с при температуре 10—50 °С. Рабочее давление 12,5 МПа. Для двухпоточных насосов типов 5 БГ 12-21А—18 БГ 12-22 рабочий объем первой секции насоса $(5,0 \div 56,0) \cdot 10^{-6}$ м³, а второй — $(5,0 \div 16,0) \cdot 10^{-6}$ м³; условиями прочности ограничена (до 10,0 кВт) приводная мощность при номинальной частоте вращения (24,2 с⁻¹), а для типов 25 БГ 12-23 А—70 БГ 12-24—30 кВт.

II.2.4. Техническая характеристика пластинчатых однопоточных насосов типа БГ 12-4 [13]

Параметр	БГ 12-41Б	БГ 12-41А	БГ 12-41	БГ 12-42
Рабочий объем $V_0 \cdot 10^{-6}$, м ³	3,2	5,0	8,0	12,5
Общий КПД, не менее	0,40	0,53	0,65	0,71

И.2.5. Техническая характеристика пластинчатых двухпоточных насосов типа

Параметр	ЗБГ 12-41Б	ЗБГ 12-41А	ЗБГ 12-41	ЗБГ 12-42
Рабочий объем $V_0 \cdot 10^{-6}$, м ³ КПД, не менее	3,2/3,2 0,40/0,40	3,2/5,0 0,40/0,53	3,2/8,0 0,40/0,65	3,2/12,5 0,40/0,71

Примечание 1. В числителе дроби приведены параметры первой секции насоса, в знаменателе — второй секции насоса. 2. Условиями прочности вала поэтому давление в напорной линии одной или двух секций насоса должно быть

Эксцентриковые поршневые насосы типов Н400Е, Н401Е и Н403Е предназначены для нагнетания чистого (тонкость фильтрации 0,040 мм) минерального масла под давлением 20 МПа (Н400Е) и 32 МПа (Н401Е и Н403Е) при номинальной частоте вращения 25 с⁻¹. Их подача соответственно $8,33 \cdot 10^{-5}$, $30 \cdot 10^{-5}$ и $58,3 \cdot 10^{-5}$ м³/с, масса — 15,5, 40 и 50 кг. Объемный КПД — 0,9. Привод от вала двигателя осуществляется через эластичную муфту.

Радиально-поршневые насосы типа НР-Ф и насосные установки типа УН (те же насосы, смонтированные на плите с электродвигателем) предназначены для работы на чистых (тонкость фильтрации 40 мкм) минеральных маслах типов Т22 и Т22П по ГОСТ 32—74* при температуре 10—50 °С, номинальном давлении 50 МПа (максимальное давление при полной нагрузке 70 МПа) и номинальной частоте вращения 25 с⁻¹. Насосы выпускаются трех типоразмеров: НР-Ф2,5/500, НР-Ф4/500 и НР-Ф6,3/500 с рабочим объемом соответственно $2,5 \cdot 10^{-6}$, $4,0 \cdot 10^{-6}$ и $6,3 \cdot 10^{-6}$ м³, массой — 20,1, 39,5

И.2.6. Техническая характеристика пластинчатых насосов двойного действия типа БГ 12-2 [13]

Параметр	БГ 12-21А	БГ 12-21	БГ 12-22А	БГ 12-22
Рабочий объем $V_0 \times 10^{-6}$, м ³ КПД, не менее: объемный общий Масса, кг	5,0 0,68 0,46	8,0 0,69 0,53	12,5 0,72 0,61	16,0 0,80 0,65
		9,2		

Параметр	БГ 12-23А	БГ 12-23	БГ 12-24А	БГ 12-24
Рабочий объем $V_0 \times 10^{-6}$, м ³ КПД, не менее: объемный общий Масса, кг	25,0 0,74 0,68	32,0 0,78 0,71	45,0 0,80 0,72	56,0 0,86 0,75
		24,4		

БГ 12-4 [13]

Параметр	6БГ 12-41А	6БГ 12-41	6БГ 12-42	10БГ 12-41	10БГ 12-42	16БГ 12-42
Рабочий объем $V_0 \cdot 10^{-6}$, м ³ КПД, не менее	5,0/5,0 0,53/0,53	5,0/8,0 0,53/0,65	5,0/2,5 0,53/0,71	8,0/8,0 0,63/0,65	8,0/12,5 0,65/0,71	12,5/12,5 0,71/0,71

Примечание 1. В числителе дроби приведены параметры первой секции насоса, в знаменателе — второй секции насоса. 2. Условиями прочности вала поэтому давление в напорной линии одной или двух секций насоса должно быть

и 39,5 кг, объемным КПД — 0,85, 0,86 и 0,87 и общим КПД — 0,8, 0,81 и 0,82. Их ресурс 5000 ч. К концу срока работы допускается снижение объемного КПД не более чем на 15 % от номинального значения.

Аксиально-поршневые насосы типа НА предназначены для работы в закрытых помещениях, где требуется постоянная объемная подача чистой (тонкость фильтрации 0,25 мкм) рабочей жидкости при номинальном давлении 32 МПа и номинальной частоте вращения 25 с⁻¹. Они бывают трех типов (НА4/320, НА16/320 и НА32/320) и имеют соответственно рабочий объем $4 \cdot 10^{-6}$, $16 \cdot 10^{-6}$ и $32 \cdot 10^{-6}$ м³, общий КПД — 0,88, 0,91 и 0,93, массу 20 и 47 кг (для двух последних типов). 90 %-ный ресурс — 5000 ч и 90 %-ная наработка до первого отказа — 3000 ч.

И.2.7. Техническая характеристика аксиально-поршневых гидромашин [3]

Параметр	210.12	210.16	210.20, 207.20	210.25, 207.25	210.32
Рабочий объем $V_0 \cdot 10^{-6}$, м ³ Частота вращения, с ⁻¹ : номинальная максимальная КПД при номинальном режиме: объемный для гидронасосов гидромеханический для гидромоторов полный для насосов полный для гидромоторов Оптимальная кинематическая вязкость $\mu \cdot 10^{-3}$ (м ² /с) при тонкости фильтрации: 25 мкм 40 мкм Масса, кг: 207 210	11,6 40,0 83,4	28,1 32,0 66,7	54,8 25,0 52,5	107 20,0 41,7	225 16,0 33,4
			0,965 (0,95 *)		
			0,95 (0,965 *)		
			0,91		
			0,92		
			16—25		
			27—23		
			39	75	140
	5,5	12,5	25	52	100

* При номинальном давлении 20 МПа.

II.2.8. Техническая характеристика пластинчатых гидромоторов типа Г16-1 [13]

Параметр	Г16-12	Г16-13	Г16-14	Г16-15А	Г16-15	Г16-16А
Рабочий объем $V_0 \times 10^{-6}, \text{ м}^3$	18	36	71	100	140	200
Частота вращения, с^{-1} :						
номинальная	40,0	37,0	16,7			
максимальная			30,0			
минимальная	6,7			5,0		25,0
КПД, не менее:						
объемный	0,73	0,75	0,80	0,85	0,88	0,90
гидромеханический	0,64	0,66	0,69	0,70	0,72	0,78
полный	0,47	0,50	0,55	0,60	0,64	0,70
Масса, кг	6,3	10,0	24,0	0,60	70,0	
Ресурс, ч	5000		3000		1500	

Аксиально-поршневые регулируемые и нерегулируемые насосы и насос-моторы типов 207 и 210 (табл. II.2.7) работают как в закрытых помещениях, так и на открытом воздухе при температуре от -50 до $+45$ °С на чистых (тонкость фильтрации 25 мкм) рабочих жидкостях типа ВМГЗ (основная, ТУ 38-101479—74) и АУ (заменитель, ГОСТ 1642—75*) при отрицательных температурах и МГЕ-46В (основная, ТУ 38-001347—83) и И-30А (заменитель, ГОСТ 20799—75*) при положительных температурах. Номинальное давление 16 (20) МПа, максимальное — 32 МПа. Привод этих гидромашин должен производиться, как правило, через эластичную муфту, компенсирующую несоосность осей валов до 0,2 мм и угол перекоса осей до 1,5°. Допускается консольный привод через клиноременную или зубчатую передачи [3].

Гидромоторы пластинчатые нерегулируемые типа Г16-1 (табл. II.2.8) предназначены для работы в реверсивных гидроприводах при максимальном давлении 6,3 МПа на чистых (тонкость фильтрации 25 мкм) минеральных маслах кинематической вязкостью $(1,7 \div 21,3) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Осевое усилие на вал гидромотора не допускается.

Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы типа МР (табл. II.2.9) применяют для непосредственного безредукторного привода крановых механизмов вращательного движения или с редуктором, имеющим небольшое передаточное отношение. Они работают на чистом (тонкость фильтрации 25—40 мкм) минеральном масле, имеющем кинематическую вязкость $(3 \div 4) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, при давлении: номинальном — 21 МПа, максимальном — 25 МПа, пиковом 32 МПа, и температуре от -40 до $+70$ °С. Минимальное значение кинематической вязкости $1,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, максимальное — при пуске и реверсировании без нагрузки $3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$, под нагруз-

II.2.9. Техническая характеристика гидромоторов типа МР [3]

D	d	мм	Площадь полости $F \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$	Ход поршня, мм		MP-456	MP-700	MP-1100	MP-1800	MP-2800	MP-4500	MP-7000
				поршне-вой	штоко-вой							
80	63	50,2	19	4000	4000	452	707	1126	1809	2780	4503	6995
100	80	78,5	28,3	4000	4000	0,157 14,65 41,87 85	0,105 12,56 35,59 105	0,105 10,47 29,31 150	0,105 8,38 23,03 220	0,105 6,28 17,79 320	0,105 4,19 12,56 560	0,105 3,14 8,38 760
100	80	78,5	28,3	500	500							
140	125	154	31,2	1400	1400							
160	140	200	47,1	1400	1400							
160	140	200	47,1	1600	1600							
200	160	314	113	1400	1400							
160	140	200	47,1	560	560							
140	120	154	31,2	6000	6000							

II.2.10. Специальные гидrocилиндры для автомобильных кранов (ТУ 22-3277-75)

D	d	мм	Площадь полости $F \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$		Ход поршня, мм	Усилие на штоке $P \cdot 10^3, \text{ Н}$, при $P_{\text{ном}} = 16 \text{ МПа}$		Примечание
			поршне-вой	штоко-вой		при выгал-кивании	при втяги-вании	
80	63	50,2	19	4000	803	304	Крепление на цапфах и проушине с шарнирным подшипником	
100	80	78,5	28,3	4000	1256	453		
100	80	78,5	28,3	500	1256	453	Крепление на накладном фланце и грибок. Крепление на накладном фланце и сферой	
140	125	154	31,2	1400	2462	499		
160	140	200	47,1	1400	3216	754	Крепление на проушинах с шарнирными подшипниками	
160	140	200	47,1	1600	3216	754		
200	160	314	113	1400	5024	1808	Крепление на фланце и сферой Крепление на цапфах и проушине с шарнирным подшипником	
160	140	200	47,1	560	3216	754		
140	120	154	31,2	6000	2462	499		

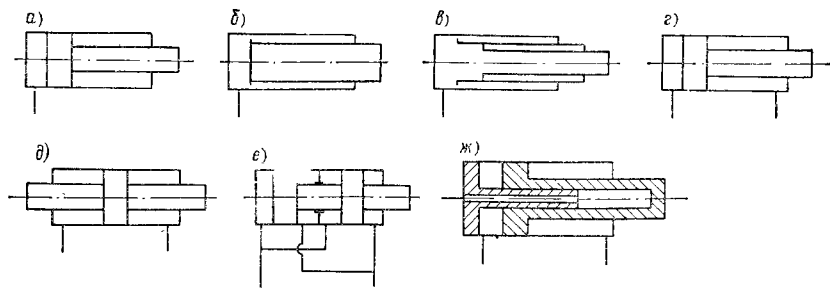


Рис. 11.2.8. Схемы гидроцилиндров: а — поршневой одностороннего действия; б — плунжерный; в — телескопический; г — поршневой двустороннего действия; д — поршневой двустороннего действия с двусторонним штоком; е — поршневой двухкамерный; ж — ступенчатый

кой $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$. Общий КПД гидромоторов 0,85 (для МР-450 — 0,84), а гидромеханический КПД 0,9 (для МР-450 — 0,89).

Гидроцилиндры [3] бывают одностороннего и двустороннего действия. По конструкции гидроцилиндры одностороннего действия делятся на поршневые (рис. 11.2.8, а), плунжерные (рис. 11.2.8, б) и телескопические (рис. 11.2.8, в), а гидроцилиндры двустороннего действия — на поршневые с односторонним (рис. 11.2.8, г) и двусторонним (рис. 11.2.8, д) штоком, поршневые двухкамерные (рис. 11.2.8, е) и ступенчатые (рис. 11.2.8, ж). Разнообразие типов гидроцилиндров обусловлено их конструктивной гибкостью, что позволяет получить требуемое качество с максимальным эффектом. В частности, когда требуется обеспечить большой ход механизма при стесненных габаритных размерах по длине, применяют телескопический гидроцилиндр. Когда стеснены габаритные размеры по диаметру, а требуется реализовать на штоке большие усилия, применяют сдвоенные гидроцилиндры. При больших ходах гидроцилиндров особое внимание уделяется обеспечению устойчивости его подвижной части. В этом случае эффективен плунжерный гидроцилиндр, так как трубчатая конструкция плунжера, имеющего большой наружный диаметр, обладает большим радиусом инерции. Гидроцилиндр с двусторонним штоком при движении в обе стороны имеет одинаковую скорость и т. п. При выработке технических требований на гидроцилиндры регламентируются его основные параметры: диаметр поршня $D_{\text{п}}$, диаметр штока $d_{\text{шт}}$ или параметр $\psi = d_{\text{шт}}/D_{\text{п}}$, ход поршня или плунжера, теоретическое усилие на штоке T , номинальное давление p , вид крепления и материал основных деталей и уплотняющих устройств, например так, как в табл. 11.2.10. В общем случае при конструировании гидроцилиндров по условиям компоновки находят присоединительные и габаритные размеры; по условиям внешней нагрузки определяют расчетное усилие, действующее вдоль продольной оси штока; выбирают диаметр $D_{\text{п}}$ гидроцилиндра (поршня) по условию преодоления внешней нагрузки с учетом ограничений на геометрические размеры

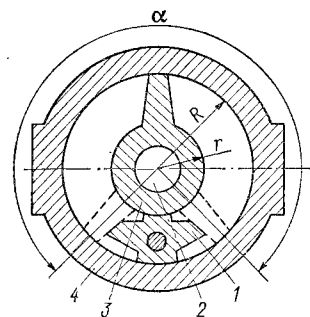


Рис. 11.2.9. Поворотный гидро-двигатель: 1 — разделитель; 2 — вал; 3 — шибер; 4 — корпус

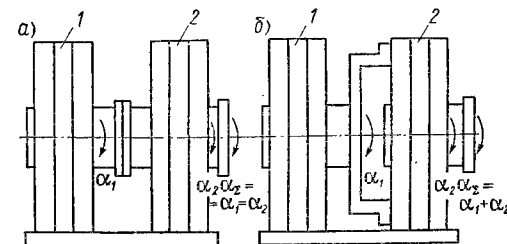


Рис. 11.2.10. Соединение поворотных гидродвигателей для увеличения вращающего момента (а), для увеличения угла поворота выходного вала (б)

(ГОСТ 6540—68*); выбирают способ крепления; определяют ход штока или плунжера, исходя из заданного перемещения штока определяют расход рабочей жидкости. При необходимости гидроцилиндры снабжаются тормозными устройствами, обеспечивающими плавное торможение механизма в конце хода (встроенные в гидроцилиндр тормозные устройства) или в любом месте при позиционировании (внешние тормозные устройства). При скоростях движения поршня или плунжера более 0,3 м/с применение тормозного устройства обязательно. Эти тормозные устройства (см. т. 2, разд. V, п. 6) создают в конце хода поршня или в любом заданном месте противодействие в сливной гидролинии в соответствии с заданным законом [14].

В настоящее время на кранах распространены пластинчатые поворотные гидродвигатели, шиберы которых выполнены в виде пластин (рис. 11.2.9). Они компактны, обладают большой конструктивной гибкостью за счет того, что при тех же габаритных размерах и давлении в напорной гидролинии можно развить разные вращающие моменты на их валах, изменяя ширину или число пластин. В тех случаях, когда это неудобно, применяют последовательное соединение двух гидродвигателей (рис. 11.2.10, а). Вращающий момент в такой конструкции равен сумме вращающих моментов гидродвигателей 1 и 2, а угол вала остается неизменным ($\alpha_{\Sigma} = \alpha_1 = \alpha_2$). Увеличения угла поворота выходного вала механизма ($\alpha_{\Sigma} = \alpha_1 + \alpha_2$) достигают соединением вала гидродвигателя 1 с корпусом гидродвигателя 2 (рис. 11.2.10, б).

Современные поворотные гидродвигатели имеют следующие основные характеристики [11]:

Развиваемый вращающий момент, Н·м	$(172 \div 440) 10^3$
Номинальное давление, МПа	1,75—21,00
Максимальный угол поворота вала, °:	
при одной пластине	280—300
» двух пластинах	120—140
» трех	40—55

Частота вращения, с⁻¹ $0,1 \cdot 10^{-3} - 0,5$
 КПД (гидромеханический—объемный—об-
 щий) $(0,8 - 0,85) - (0,95 - 0,99) - (0,75 - 0,9)$

Управление режимом работы гидропередачи, распределение гидравлической энергии между потребителями, ограничение давления в напорной гидролинии и многие другие подобные задачи решаются с помощью регуляторов направления, расхода и давления.

Регуляторы направления применяют для изменения направления и заширания потока рабочей жидкости. С их помощью запускают и останавливают привод, изменяют направление движения механизма. По конструкции регуляторы направления делят на золотниковые, крановые и клапанные. К ним относят гидрораспределители, гидросилители, гидроклапаны (обратные, выдержки времени, последовательности, логические) и гидрозамки [3]. Основными параметрами регуляторов направления являются номинальный расход Q_n , номинальное давление p_n и условный проход D_v . Значения условных проходов (мм) регламентируют ГОСТ 16516—80 и СТ СЭВ 522—77. В соответствии с D_v регулятора выбирают диаметр трубопроводов и соединительную арматуру. Распределители золотникового типа, получившие подавляющее распространение на кранах, по конструкции делят на моноблочные и секционные. В моноблочном распределителе золотники, предохранительные и обратные клапаны располагаются в едином корпусе. В секционном распределителе имеются отдельные секции, которые с помощью стяжных винтов соединяются в один блок. В такой блок входят рабочие, напорная, сливная и при необходимости промежуточная секции. Моноблочные распределители имеют меньшие габаритные размеры и массу, но не унифицированы, что ограничивает их область применения машинами массового и крупносерийного производства, затрудняет техническое обслуживание и ремонт. В зависимости от способа управления распределители обоих типов бывают ручными, электрическими и гидравлическими, от числа положений — двух-, трех- и четырехпозиционными, а в зависимости от числа подходящих к ним гидролиний — двух-, трех- и многоходовыми. При изображении на схемах распределители располагают в нейтральном положении. На рис. II.2.11 представлены схемы некоторых характерных для крановых гидропередач секций распределителей. Наиболее типична напорная секция с обратным и предохранительным клапанами (рис. II.2.11, а). Ее применяют в том случае, когда нет необходимости устанавливать предохранительный клапан непосредственно после насоса. Рабочая трехпозиционная секция (рис. II.2.11, б) с двумя запертыми в нейтральном положении отводами применяется для управления гидродвигателями двустороннего действия, когда требуется обеспечить фиксацию положения гидродвигателя и связанного с ним исполнительного

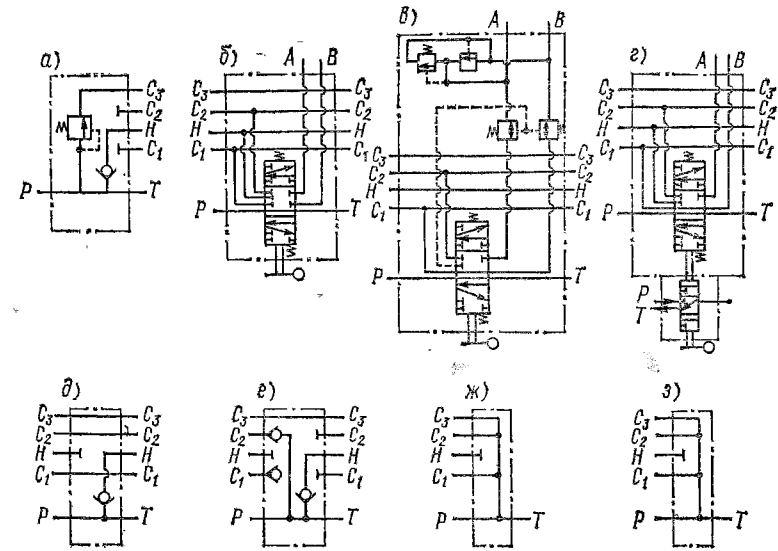


Рис. II.2.11. Типичные секции распределителей:
 P — отверстие для подвода рабочей жидкости под давлением; H — напорная гидролиния; C₁, C₂, C₃ — проточные каналы; C₁ — сливной канал предохранительного клапана; A, B — отверстия для внешнего соединения с гидродвигателями; T — отверстие для выхода рабочей жидкости на слив

механизма. Рабочая трехпозиционная секция с двумя запертыми в нейтральном положении отводами, с переливными клапанами, установленными в секции, и блоком предохранительных клапанов, прифланцованных к ней (рис. II.2.11, в), эффективна для управления гидромоторами механизмов передвижения и поворота кранов, в которых в периоды пуска и торможения преобладает инерционная нагрузка. В этом случае защита гидромотора от давлений, превышающих допустимые, обеспечивается блоком предохранительных клапанов, а разрыв потока жидкости в гидролиниях при торможении противовключением исключается за счет блока переливных клапанов, которые при давлении в напорной гидролинии менее 0,3—0,5 МПа частично перекрываются, создавая необходимый «подпор» на сливе. Аналогичную задачу решают с помощью такой рабочей секции, когда требуется исключить самопроизвольное ускоренное движение крана под уклон. Для управления работой грузоподъемных и стреловых лебедок, оборудованных гидравлическими тормозами, рекомендуется применять рабочую трехпозиционную секцию с двумя запертыми в нейтральном положении отводами и с дополнительным заблокированным золотником (рис. II.2.11, г). Этим обеспечивается одновременное включение лебедки на подъем (опускание) и размыкание гидротормоза, а также замыкание последнего при остановке груза или стрелы. Промежуточная секция с обратным клапаном (рис. II.2.11, д) предназначена для установки в блоки распредели-

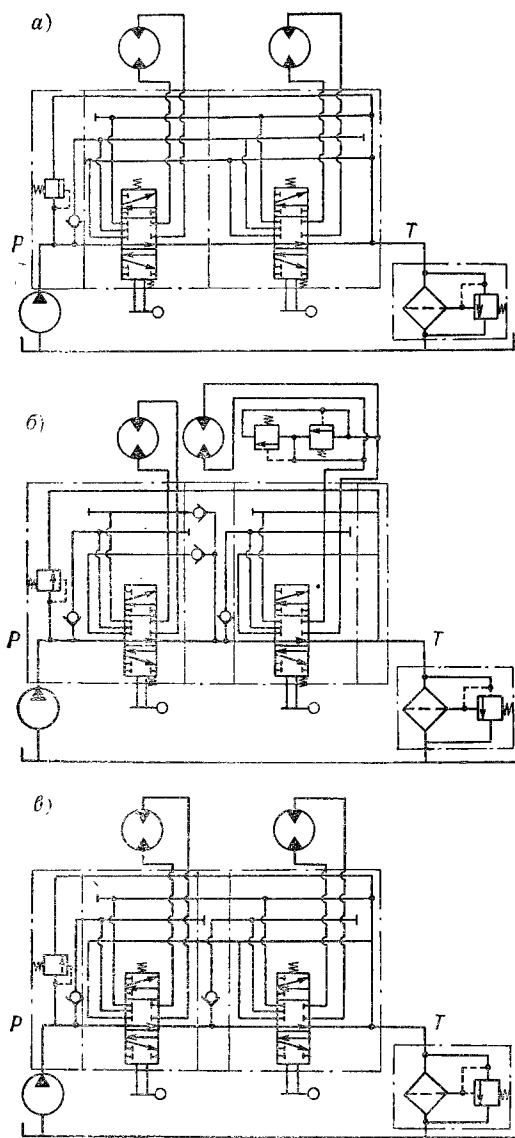


Рис. II.2.12. Типичные схемы соединения гидродвигателей: а — параллельная; б — последовательная; в — индивидуальная (P — подвод рабочей жидкости к распределителю; T — слив в бак)

телей, управляющих поочередно двумя операциями, совмещение которых недопустимо (подъем груза и стрелы; подъем стрелы и выдвижение ее телескопической части и т. п.). Промежуточная секция с тремя обратными клапанами (рис. II.2.11, е) используется для совмещения двух операций посредством последовательного подключения гидродвигателей к напорной гидролинии. В этом случае скорости движения исполнительных механизмов взаимосвязаны и пропорциональны их характерным объемам W_2 (гидромоторы и поворотные гидродвигатели) или активным площадям F_2 (гидроцилиндры), но движущий момент сил (усилия на штоке) на втором гидродвигателе зависит от сопротивления на первом, что следует учитывать при проектировании. Сливная секция (рис. II.2.11,

жс) предназначена для слива рабочей жидкости распределителя в бак, а сливная с двумя отводами (рис. II.2.11, з) — для последовательного соединения двух распределителей. На рис. II.2.12 представлены некоторые характерные комбинации секций блоков распределителей, обеспечивающих параллельную, последовательную и индивидуальную работу гидромоторов. Технические характеристики некоторых типов распределителей, применяемых

на автомобильных и пневмоколесных кранах, приведены в табл. II.2.11 и II.2.12. Другие типы регуляторов направления, применяемых в гидроприводах крановых механизмов, приведены в табл. II.2.13 (более подробно см. в работе [3]).

При регулировании скорости движения выходного звена гидропривода, дозировании потока, демпфировании колебаний и в других подобных случаях применяют регуляторы расхода, среди которых распространены дроссельные шайбы, пакеты дроссельных шайб, регулируемые дроссели, регуляторы и делители потока. Простейшим типом регулятора расхода является дроссельная шайба. При ее расчете используют уравнение расхода жидкости через отверстие в стенке (уравнение Бернулли)

$$Q = \mu f \sqrt{2 \Delta p / \rho}, \quad (\text{II.2.20})$$

где $\mu = \varphi \varepsilon$ — безразмерный коэффициент расхода; φ — коэффициент скорости, учитывающий сопротивление отверстия и неравномерность поля скоростей в нем; ε — коэффициент сжатия струи; f — площадь поперечного сечения отверстия, м^2 ; Δp — перепад давления на дросселе, Па; ρ — плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

При истечении через круглую тонкую дроссельную шайбу минеральных масел ($\varphi = 0,97$; $\varepsilon = 0,64$; $\mu = 0,625$) шайбу принято считать тонкой, когда ее толщина в месте сжатия струи рабочей жидкости не превышает диаметра отверстия. Для небольших квадратных и прямоугольных отверстий значения коэффициентов φ , ε такие же, как и для круглых отверстий. Приведенные выше значения коэффициентов φ , ε и, следовательно, выражение (II.2.20) справедливы для случая совершенного сжатия струи [1, 3]. При малых расходах и больших перепадах давления применяют пакеты дроссельных шайб, имеющих, как правило, одинаковые отверстия. В этом случае расход жидкости через пакет дроссельных шайб определяется выражением

$$Q = \mu f \sqrt{2 \Delta p / (\rho n_{ш})},$$

где $n_{ш}$ — число шайб в пакете. Все остальные обозначения те же, что и в выражении (II.2.20). Расход через пакет дроссельных шайб при прочих равных условиях зависит от расстояния между шайбами, которое должно быть менее пяти их диаметров, и взаимного расположения отверстий. Их оси не должны находиться на одной линии. Во избежание засорения и облитерации (налипания на стенки отверстия прочного слоя поляризованных молекул жидкости) диаметр отверстий в шайбах не должен быть менее 0,3 мм. Промышленно выпускаются дроссели регулируемые, например, типа Г77-3 (табл. II.2.14) и осевые типа ДО (табл. II.2.15). При выборе дросселей этих типов следует учитывать, что при полностью открытом дросселе расход через него будет соответствовать паспортному только при перепаде давления на нем в 0,2—0,4 МПа; при большем перепаде давления расход будет

II.2.11. Техническая характеристика секционных гидрораспределителей [3]

Параметр	Условный проход, мм		
	20	25	32
Расход рабочей жидкости $Q \cdot 10^{-4}$, м ³ /с:			
номинальный	16,70	26,72	41,75
максимальный	20,87	33,40	53,44
Давление (МПа) на входе:			
номинальное		16	
максимальное		17	
в сливной гидролинии, не более		0,8	
Максимальные внутренние утечки $\Delta Q \cdot 10^{-7}$, м ³ /с	25	33	50
Максимальные утечки $\Delta Q \cdot 10^{-7}$ (м ³ /с) через обратные клапаны напорных и промежуточных секций при номинальном давлении, не более		1,67	
Сила, необходимая для перемещения золотника из нейтральной позиции в рабочую при номинальных давлении и расходе (Н), не более	350	400	450
Число секций в одном блоке, не более		6	
Изменение давления настройки при изменении расхода от минимального $2,67 \cdot 10^{-4}$, м ³ /с до номинального значения для предохранительного клапана (МПа), не более:			
прямого действия в напорной секции		1,5	
вторичного непрямого действия		1,0	
прямого действия в напорной секции с дистанционным управлением		1,5	
Параметры дистанционного управления предохранительным клапаном, не более:			
расход $Q_{уп} \cdot 10^{-4}$, м ³ /с	5	8,3	12,5
давление, МПа	1	0,8	1
Примечание. Данные приведены при вязкости $(30 \pm 3) \cdot 10^{-6}$ м ² /с.			

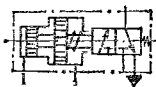
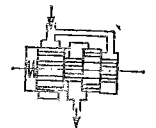
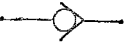


II.2.12. Техническая характеристика моноблочных гидрораспределителей [3]

Параметр	Условный проход, мм			
	16	20	32	40
Расход $Q \cdot 10^{-4}$, м ³ /с:				
номинальный	15,0	26,7	60,0	100
максимальный	20,9	33,4	66,8	105
Давление на входе, МПа:				
номинальное		32		
максимальное		40		
Утечка рабочей жидкости $\Delta Q \cdot 10^{-7}$ (м ³ /с) из рабочих полостей в сливную полость при нейтральной позиции золотника и номинальном давлении, не более	80+10	100+15	130+25	—

Продолжение табл. II.2.12

Параметр	Условный проход, мм			
	16	20	32	40
Давление настройки предохранительного клапана, МПа	5—32			
Давление управления золотником (МПа), не более	2,5			
Ход золотника из нейтральной позиции в рабочую, мм	9±0,1	12±0,3	14±0,5	17±0,5
Давление в сливной гидролинии (МПа), не более	3			
Температура рабочей жидкости, °С:				
максимальная	75			
минимальная	—50			

II.2.13. Типы, назначение регуляторов направления и их условное обозначение на гидравлических схемах [3]

Тип регулятора	Назначение	Условное обозначение
Гидроклапан выдержки времени	Пуск или остановка потока рабочей жидкости через заданный промежуток времени после подачи управляющего сигнала	
Гидроклапан последовательно-сти	Пуск потока рабочей жидкости при достижении в нем заданного давления	
Обратный гидроклапан	Пропускание потока рабочей жидкости только в одном направлении	
Односторонний гидрозамок	Запирание потока рабочей жидкости в одной из полостей гидродвигателя при отсутствии управляющего воздействия	
Двусторонний гидрозамок	Запирание потока рабочей жидкости в обеих полостях гидродвигателя при отсутствии управляющих воздействий	

Тип регулятора	Назначение	Условное обозначение
Гидроклапан И	Логический элемент, пропускающий поток рабочей жидкости только при наличии давления во всех подводящих гидролиниях	
Гидроклапан ИЛИ	Логический элемент, пропускающий поток рабочей жидкости только от одной из двух гидролиний, в которой давление выше	

большим. Для учета этого рекомендуется пользоваться следующим выражением фактического расхода Q_{ϕ} через дроссель:

$$Q_{\phi} \approx \gamma Q^* (\Delta p_{\phi} / \Delta p^*)^{0,5}, \quad (II.2.21)$$

где Q^* и Δp^* — расход через дроссель и перепад давления на нем, регламентируемые паспортом; Δp_{ϕ} — фактический перепад давления на дросселе; γ — параметр регулирования дросселя ($1 \geq \gamma \geq 0$), при $\gamma = 1$ дроссель полностью открыт, при $\gamma = 0$ он закрыт. Как следует из выражения (II.2.21), расход через дроссель зависит от площади проходного отверстия, регулируемой оператором, и от перепада давления, зависящего от нагрузки. Саморегулирование под нагрузкой, наблюдаемое в этом случае, не всегда полезно. Его можно исключить, применив регулятор потока (табл. II.2.16). В этом гидроаппарате благодаря применению регулятора на дросселе вне зависимости от общего перепада давления поддерживается постоянный перепад давления 0,15—0,20 МПа. Для синхронизации движения параллельно работающим гидродвигателям, имеющим разную нагрузку, применяют делители потока (табл. II.2.17).

К регуляторам давления относятся предохранительные, напорные (клапаны давления), редуционные и другие гидроклапаны. Предохранительные клапаны и клапаны давления применяются для защиты гидросистемы и механизма в целом от перегрузки и для поддержания давления на заданном уровне. Они бывают прямого и непрямого действия. Первые обладают большим быстродействием, просты по конструкции, но их расход существенно зависит от перепада давления. Клапаны непрямого действия сложнее и менее быстродейственны, но с момента срабатывания их расход слабо зависит от изменения перепада давления. Некоторые типы регуляторов давления представлены в табл. II.2.18—II.2.20. В приводах опускания груза применяют тормозные клапаны, исключаяющие ускоренное его движение в условиях, когда нагрузка действует в направлении движения

II.2.14. Техническая характеристика дросселей типа Г77-3 [13]

Параметр	Г77-31В	Г77-31Б	Г77-31А	Г77-31	Г77-32А	Г77-32	Г77-33	Г77-34
Расход $Q \cdot 10^{-6}$, м ³ /с: номинальный минимальный	25 1,2	50 1,8	83 2,7	133	200	300 4,0	584	1170
Давление (МПа) номинальное				12,5				2,5
Масса, кг		2						

II.2.15. Техническая характеристика осевых дросселей типа ДО 16]

Параметр	ДО-16/20	ДО-20/20	ДО-25/20	ДО-32/20	ДО-40/20	ДО-50/20
Расход $Q \cdot 10^{-5}$ (м ³ /с) номинальный	0,666	1,05	1,67	2,67	4,17	6,66
Давление (МПа) номинальное		0,2	20			
Потеря давления при номинальном расходе и вязкости масла $5 \cdot 10^{-5}$ м ² /с через полностью открытый дроссель (МПа), не более			5		7	8
Суммарные утечки при номинальных давлении и вязкости масла $\Delta Q \cdot 10^{-6}$ (м ³ /с), не более	4		490		784	980
Усилие перемещения рычага дросселя (Н), не более	343		5,9	5,8	14,5	22,3
Масса, кг	3,8	3,7				

11.2.16. Техническая характеристика регуляторов потока типа ПГ55 [13]

Параметр	ПГ55-22	ПГ55-24	ПГ55-25
Расход рабочей жидкости $Q \cdot 10^{-4}$, м ³ /с: номинальный	3,34	13,35	25,72
минимальный	0,01	0,02	0,03
Давление, МПа: номинальное		20	
минимальное при расходе до 50 % от номинального		0,5	
при расходе свыше 50 % от номинального		0,8	
Условный проход, мм	10	20	32
Перепад давления в регуляторе (МПа), не менее		0,15	
Допускаемое отклонение установленного расхода при изменении давления от минимального до номинального (%), не более		5	
Утечки при полностью закрытом дросселе и номинальном рабочем давлении $\Delta Q \cdot 10^{-6}$ (м ³ /с), не более	0,81	1,7	3,0
Масса, кг	3,7	7,4	12,0

11.2.17. Техническая характеристика делителей потока типа КД [6]

Параметр	КД-12/200	КД-20/200	КД-32/200
Диапазон расхода (на входе в клапан) $Q \cdot 10^{-4}$ (м ³ /с) при настройке: первой	2,7—4,2	9,2—11,7	21,7—25,7
второй	1,7—2,7	6,7—9,2	16,7—21,7
третьей	0,7—1,7	4,2—6,7	11,7—16,7
Условный проход, мм	12	20	32
Способ присоединения	Резьбовой		
Масса, кг	4,4	5,3	8

Продолжение табл. 11.2.17

Параметр	КД-С12/200	КД-С20/200	КД-С32/200
Диапазон расхода (на входе в клапан) $Q \cdot 10^{-4}$ (м ³ /с) при настройке: первой	2,7—4,2	9,2—11,7	21,7—25,7
второй	1,7—2,7	6,7—9,2	16,7—21,7
третьей	0,7—1,7	4,2—6,7	11,7—16,7
Условный проход, мм	12	20	32
Способ присоединения	Стыковой		
Масса, кг	6,3	9	13,5
<p>Примечания: 1. Номинальное давление составляет 20 МПа. 2. Потери давления при максимальном расходе равны: 1 МПа — при первой настройке, 0,8 МПа — при второй и третьей настройках. 3. Погрешность деления не более 1 %.</p>			

11.2.18. Техническая характеристика предохранительных клапанов типа У4790 [3]

Параметр	У4790.14	У4790.15
Расход рабочей жидкости $Q \cdot 10^{-4}$, м ³ /с: номинальный	10,5	26,7
минимальный	0,6	2,7
Номинальное давление, МПа	10	16
Условный проход, мм	20	32
Номинальный перепад давления при вязкости рабочей жидкости $33 \cdot 10^{-6}$ м ² /с и изменении расхода от номинального до максимального (МПа), не более	0,3	0,6
Масса, кг	4	12

II. 2.19. Техническая характеристика предохранительных клапанов типа Г52-2 [6]

Параметр	Г52-22	Г52-23	Г52-24	Г52-25	Г52-26	Г52-27
Расход $Q \cdot 10^{-3}$, м ³ /с: номинальный минимальный	0,267 0,017	0,584 0,05	1,05 0,05	2,67	4,17 0,08	10,5
Давление, МПа: номинальное минимальное	12 0,3	16 0,3	20 0,3	32 0,5	40 0,5	50
Условный проход, мм Перепад давления при изменении расхода от номинального до минимального (МПа), не более Давление разгрузки, МПа Время набора давления после разгрузки (с), не более Масса, кг	2,6	4,4	4,8	8,6	17	22

II.2.20. Техническая характеристика предохранительных клапанов типа КПЕ [6]

Параметр	КПЕ-16	КПЕ-20	КПЕ-25	КПЕ-32	КПЕ-40	КПЕ-50
Расход $Q \cdot 10^{-3}$, м ³ /с: номинальный минимальный	0,67 0,133	1,05 0,133	1,67 0,208	2,67 0,208	4,17 0,333	6,67 0,533
Давление, МПа: номинальное минимальное	16 0,3	20 0,5	25 0,5	32 0,5	40 0,5	50
Условный проход, мм Перепад давления при изменении расхода (МПа), не более: от номинального до минимального от номинального до расхода, не превышающего $2,5 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с Давление разгрузки, МПа Суммарные утечки масла по зазорам клапана при номинальном давлении, не более Масса, кг	6,7 6,3	6,7 6,2	10 10,7	10 10,5	13,3 26	16,7 45

Примечание. Суммарная утечка указана для масел вязкостью $2 \cdot 10^{-3}$ м²/с.

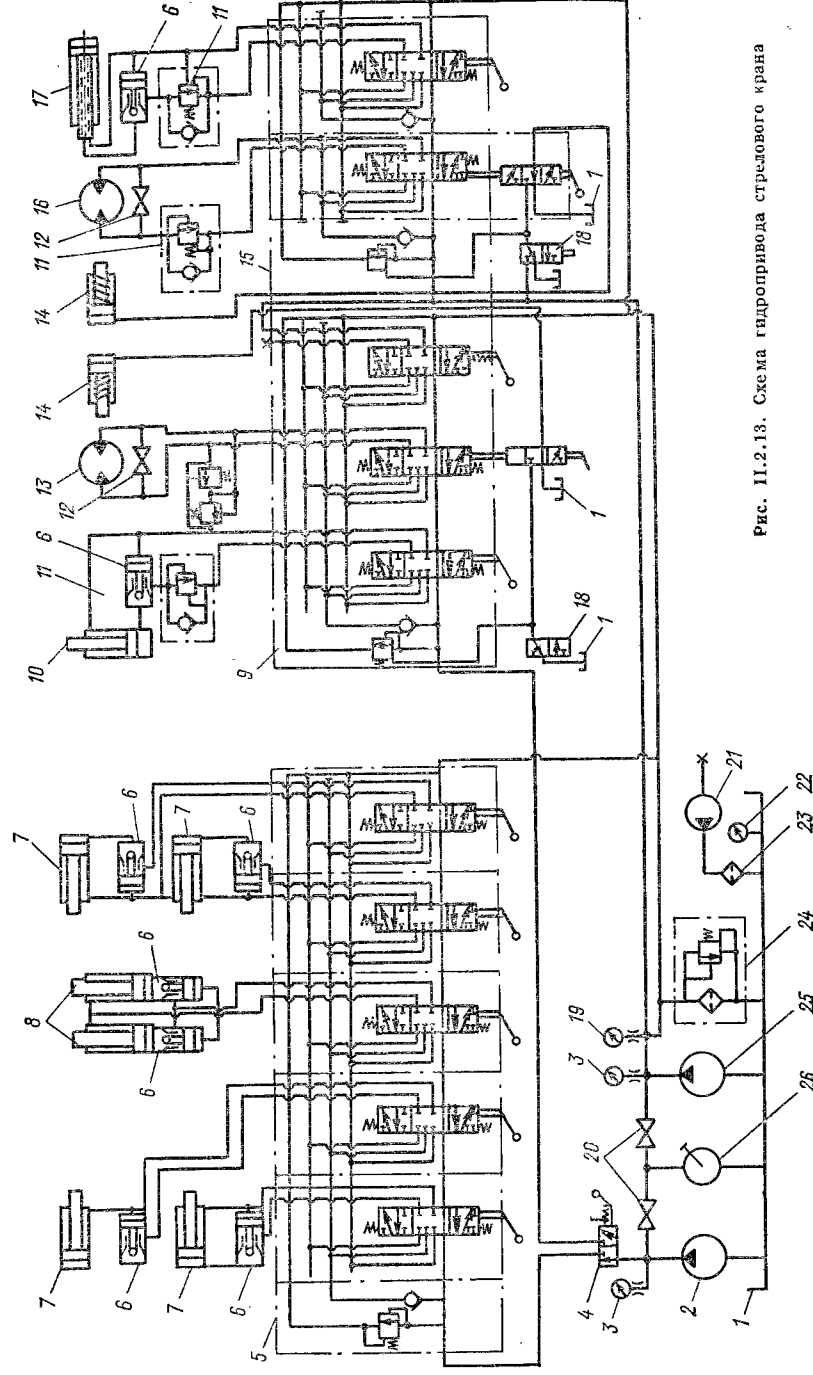


Рис. II.2.18. Схема гидропривода стрелового крана

II.2.21. Основные параметры тормозных клапанов типа 63 [3]

Параметр	63100	63200 *	63300	63400 *
Расход рабочей жидкости $Q \cdot 10^{-4}$ (м ³ /с) номинальный	26,7	26,7	53,4	53,4
Давление настройки, МПа:				
минимальное	1	2	1	2
максимальное	20	35	20	35
Условный проход, мм	20	20	32	32
Масса, кг	12,5	16,0	21,0	28,5

* Исполнение с дополнительным плунжером.

двигателя. Тормозные клапаны устанавливаются на сливной линии гидродвигателей (режим работы с попутной нагрузкой) и управляются от напорной (см. рис. II.2.3). Степень открытия клапана зависит от управляющего давления, обратно пропорционального нагрузке, поэтому скорость опускания груза поддерживается практически постоянной. Основные параметры тормозных клапанов приведены в табл. II.2.21. В разветвленных системах, имеющих в отдельных линиях давление, пониженное по отношению к основному, применяют редукционные клапаны (табл. II.2.22). Они регулируют расход в линии гидропривода вне зависимости от нагрузки, поддерживая давление в ней на заданном уровне.

Для иллюстрации структуры построения и работы гидропривода и его отдельных элементов с учетом специфики применения в крановых механизмах рассмотрим гидравлическую схему стрелового пневмоколесного крана (рис. II.2.13). В рассматриваемом случае с помощью гидропривода обеспечивают подъем груза и

II.2.22. Техническая характеристика редукционных клапанов с регулятором

Параметр	Г57-22	АГ57-22	БГ57-22	Г57-23	АГ57-23	БГ57-23
Расход $Q \cdot 10^{-4}$, м ³ /с: номинальный	2,57			5,4		
максимальный (через вспомогательный клапан)						
Давление, МПа:						
номинальное	0,8	1,5	2,5	0,8	1,5	2,5
минимальное		10			16	
Условный проход, мм						
Масса, кг	2,4					

стрелы, выдвижение телескопической части стрелы, вращение поворотной платформы, установку выносных опор и блокировку рессор. Согласно схеме, насос 2 в одной позиции трехходового двухпозиционного гидрораспределителя 4 подает рабочую жидкость из гидробака 1 в гидрораспределитель 5 с пятью рабочими секциями, управляющими движением гидроцилиндров четырех выносных опор и гидроцилиндров 8 блокировки рессор. Для фиксации положения гидроцилиндров 7 и 8 на гидролиниях их поршневых полостей установлены гидрозамки 6. Раздельное управление каждой выносной опорой позволяет выставлять кран в горизонтальной плоскости и поддерживать это положение в работе. В другой позиции гидрораспределителя 4 рабочая жидкость направляется в гидрораспределитель 9 с тремя рабочими, предохранительной и сливной секциями. Золотник первой рабочей секции гидрораспределителя 9 управляет гидроцилиндром 10 подъема и опускания стрелы. Для надежной фиксации стрелы в заданном положении и исключения ее падения в случае обрыва в гидролиниях к гидроцилиндру 10, к его поршневой полости пристыкован гидрозамок 6. Для плавного опускания стрелы установлен тормозной клапан 11, который частично перекрывает проходное сечение в сливной гидролинии, чтобы избежать разрыва потока в напорной гидролинии. Золотник второй секции гидрораспределителя 9 управляет гидромотором поворота 13 и имеет дополнительный трехходовой распределитель, золотник которого включается синхронно с золотником рассматриваемой рабочей секцией основного распределителя. Он управляет гидроцилиндром 14 тормоза. В нейтральной позиции основного и дополнительного распределителей поршневая полость гидроцилиндра 14 соединена со сливом. Тормоз под действием пружины замкнут. В рабочих позициях этих распределителей поршневая полость гидроцилиндра 14 через включенный двухпозиционный распределитель 18 с электроуправлением соединяется с напорной гидролинией. Механизм поворота

типа Г57-2 [13]

	Г57-24	АГ57-24	БГ57-24	Г57-25	АГ57-25	БГ57-25
	0,13	10,5			25,7	
	20					
	0,8	1,5	2,5	0,8	1,5	2,5
		20			32	
	4,4				8	

при этом расторможен. Для плавного разгона и торможения платформы при поворотах между гидролиниями гидромотора поворота 13 установлен блок переливных клапанов, который пристыкован к гидрораспределителю 9. При включении золотника третьей рабочей секции гидрораспределителя 9 поток рабочей жидкости от насоса 2 подается на распределитель 15 с двумя рабочими секциями, предназначенными для управления гидромотором привода грузовой лебедки 16 и гидроцилиндром выдвижения стрелы 17. Этот поток суммируется с подачей насоса 25, что при необходимости обеспечивает ускоренное выдвижение телескопической части стрелы или подъем (опускание) груза. В аварийной ситуации, при выходе из строя приводного двигателя или насосов 2 и 25, спуск груза или опускание стрелы обеспечивается ручным насосом 26, подключаемым к напорным гидролиниям вентилями 20. С его помощью создается давление, необходимое для открытия гидрозамков. Для аварийного поворота платформы открывают вентиль 12, установленный параллельно гидромотору 13. Для очистки рабочей жидкости на сливной гидролинии установлен фильтр 24 с переливным клапаном. Заправка гидросистемы осуществляется насосом 21 в гидробак 1 через заправочный фильтр 23. Гидросистема оснащена манометрами высокого 3 и низкого 19 давления и термометром 22.

Пневматические приводы получают все большее распространение на кранах, работающих в агрессивных средах, в условиях пожаро- и взрывоопасности и при высоких температурах [5, 10]. По структуре, классификации, назначению силовых агрегатов управляющих и вспомогательных аппаратов, по основным принципам конструирования они мало отличаются от гидрприводов. Их рабочим телом является сжатый воздух. Благодаря малой вязкости воздуха допускаются большие скорости его движения в пневмолиниях (10 м/с и более), а их протяженность может достигать сотен метров и более. Это позволяет располагать компрессорную станцию вне зданий и сооружений, где работают краны с пневмоприводом. Давление питания в заводской сети обычно составляет 0,4—1,0 МПа. Так как сжатый воздух не загрязняет атмосферу, а его запасы как рабочего тела практически не ограничены, то необходимо в сооружении возвратных пневмолиний отсутствует. Недостатки пневмопривода: неудовлетворительное позиционирование без применения специальных средств фиксации и отсутствие плавности движения при переменных нагрузках, которые предопределяются, в первую очередь его высокой сжимаемостью. Кроме того, для пневмопривода характерны повышенные утечки воздуха и повышенный уровень шума при работе [5, 10].

Основанием для расчета пневмопривода является диаграмма изменения внешней нагрузки. Для пневмопривода характерен расчет по определению времени срабатывания, включающего подготовительный, основной и заключительный периоды движения.

II.10. Приводы с двигателями внутреннего сгорания

На автомобильных, пневмоколесных и других мобильных кранах применяются, как правило, двигатели, работающие на жидком топливе, — карбюраторные и дизели. Используются двигатели автомобильные, тракторные, комбайновые, судовые и общего назначения. *Автомобильные двигатели* компактны, отличаются малой удельной массой (карбюраторные 2,5—6,0 кг/кВт, дизели 6—10 кг/кВт), но в стационарных условиях нуждаются в дополнительном охлаждении и при длительном использовании на полную мощность быстро изнашиваются. Длительная мощность двигателей легковых автомобилей составляет 50—60 %, а грузовых — 60—70 % от максимальной мощности, в то время как для тракторных двигателей она достигает 80—90 %. *Тракторные двигатели* имеют меньшую частоту вращения (16—27 с⁻¹), чем автомобильные (24—48 с⁻¹), имеют умеренные габаритные размеры и удельную массу (10—16 кг/кВт) и достаточно надежны в эксплуатации. У *двигателей комбайнов*, в отличие от тракторных, радиатор имеет большую поверхность теплообмена. Длительная мощность судовых и стационарных двигателей равна номинальной, однако на кранах они изнашиваются быстрее, чем в обычных условиях, на которые они рассчитаны. Дизели уступают карбюраторным двигателям по массе и стоимости, но работают на более дешевом и менее пожароопасном топливе, снабжаются более совершенными регуляторами оборотов. Об эффективности использования двигателя внутреннего сгорания судят по таким его энергетическим и экономическим показателям, как мощность, вращающий момент, среднее эффективное давление, часовой и удельный расход топлива, представленным в паспорте в виде графиков функций от его частоты вращения. О характере протекания процессов в двигателе удобно судить по его регуляторной характеристике (рис. II.2.14). Эта характеристика формируется регулятором двигателя и состоит из трех характерных участков. На участках *ab* и *bc* цикловую подачу топлива регулируют положением рейки топливного насоса, которая перемещается под действием разности усилия пружины 6 (рис. II.2.15) регулятора и восстанавливающей силы грузов 2. На участке *ab* перемещение муфты 7 и рейки 8 топливного насоса не ограничивается ничем, а частота вращения коленчатого вала и вала 1 регулятора поддерживается примерно постоянной, в чем и проявляется главное назначение регулятора. Участок *ab* характеристики принято называть регуляторным. При этом, если машинист с помощью тяги 4 и рычагов 3 и 5 установил минимальное натяжение пружины 6 (максимум ручной топливоподачи), то регуляторная характеристика называется внешней. Уменьшению ручной топливоподачи соответствуют частичные регуляторные характеристики с характерными точками *a'*, *b'*, *c'*, *d'*, *a''*, *b''*, *c''*, *d''* и т. п. На участке *bc* (*b'c'*, *b''c''* и т. п.)

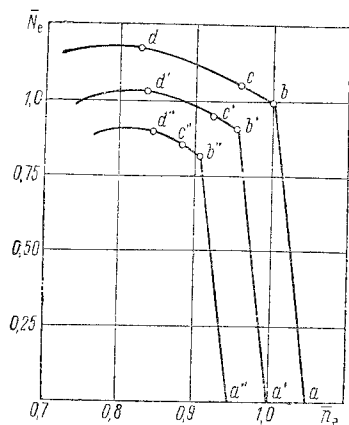


Рис. 11.2.14. Регуляторная характеристика двигателя внутреннего сгорания: $\bar{N}_e = N_e / N_{e0}$ (N_e — эффективная мощность нетто, ГОСТ 25033—81); N_{e0} — эффективная эксплуатационная мощность ГОСТ 18509—80

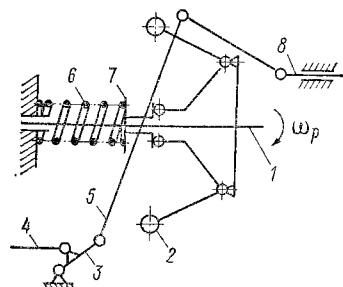


Рис. 11.2.15. Конструктивная схема регулятора топливоподачи $\bar{n}_e = n_e / n_{eN}$ (n_e , n_{eN} — частота вращения дизеля, текущее и номинальное значения при N_{e0})

перемещение рейки регламентируется корректором. Корректорный участок служит для преодоления двигателем без остановки временного повышения сопротивления. На участке cd ($c'd'$, $c''d''$ и т. п.) рейка регулятора неподвижна. Точка a находится на внешней характеристике несколько правее точки максимального вращающего момента. Точка b соответствует номинальным показателям двигателя. Устойчивость работы двигателя под нагрузкой зависит от запаса вращающего момента $k_M = M_a / M_n$, который для карбюраторных двигателей составляет 1,2—1,4, а для дизелей — 1,05—1,15 (1,3 и более — для дизелей с турбонаддувом) и от коэффициента снижения частоты k_n , представляющего отношение частот вращения соответственно при максимальном и номинальном моменте. Для карбюраторных и дизельных двигателей $k_n = 0,5 \div 0,8$. В тормозном режиме, что характерно для кранов с механическим приводом, в том числе при оборудовании гидродинамической передачей, при опускании груза, стрелы, движении под уклон, когда двигатель переходит на работу в режим компрессора, момент двигателя ($H \cdot m$) при отсутствии подачи топлива определяется зависимостью

$$M = \frac{V}{\pi t} (p_T + p_n),$$

где V — рабочий объем всех цилиндров двигателя, m^3 ; t — число тактов; p_T , p_n — средние значения давления трения и давления от пропуска и охлаждения сжатой среды и потерь при всасывании и выпуске, Па. При этом для карбюраторных двигателей $p_T = 0,03 (1 + hn)$, для дизелей $p_T = 0,09 (1 + 0,035hn)$ (h —

ход поршня, м; n — частота вращения дизеля, s^{-1}). Давление p_n выражается через номинальное среднее эффективное давление p_e , соответствующее номинальной мощности двигателя $p_n = (0,12 \div 0,16) p_e$.

В приводах с двигателями внутреннего сгорания и гидродинамическими передачами необходимо их согласование, которое заключается в том, что номинальному режиму двигателя (точка b регуляторной характеристики) должен соответствовать режим максимального КПД гидродинамической передачи [7, 8].

11.11. Ручной привод

Ручной привод применяется при редкой и непродолжительной работе и при невозможности использовать другой вид привода. Ручной привод осуществляется рукоятками, тяговыми колесами, вагами и трещотками, для которых рекомендуются следующие размеры. Плечо (радиус) рукоятки $R = 0,1 \div 0,4$ м, предпочтительно 0,3 м (плечо рукояток домкратов 0,2—0,25 м). Длина ручки рукоятки 0,3—0,35 м для одного рабочего и 0,45—0,5 м — для двух. Высота вала рукоятки от уровня пола 0,9—1,10 м, от середины ручки рукоятки стеной лебедки до стены — не менее 2,5 м. Две рукоятки на одном валу располагаются под углом 120° (допускается под углом 90°). Радиус R тягового колеса принимается 0,1—0,5 м, тяговая цепь изготавливается из круглого стального проката диаметром 5—6 мм. Расстояние от уровня пола до свисающей с колеса петли цепи должно быть 0,6—0,8 м. Длина ваги назначается по месту; длина рычага трещотки — не более 0,8—1,0 м. Наибольшее расчетное усилие рабочего принимается по табл. 11.2.23.

На валу с двумя рукоятками одновременно могут работать до четырех человек, а на тяговом колесе (цепи) не более трех человек. Расчетное усилие рабочих $P = m P_p \phi$, Н, где m — число рабочих; P_p — усилие одного рабочего, Н; ϕ — коэффициент, равный 0,8, 0,75 и 0,7 для двух, трех и четырех рабочих. Расчетная скорость движения руки рабочего не должна превосходить: на рукоятке 1 м/с, на тяговой цепи 0,6 м/с. Передаточное число между валом рукоятки или тягового колеса и выходным валом приводного механизма $u = M_b / (M_p \eta)$, где M_b — момент на выходном валу;

11.2.23. Усилие рабочего

Продолжительность работы	Усилие рабочего, Н		
	на рукоятке	на тяговой цепи	на рычаге
Длительная	120	200	—
Кратковременная, до 5 мин	200	400	400

M_p — момент на валу рукоятки или тягового колеса; η — КПД механизма. Частота вращения выходного вала $n_b = v_p/2\pi R u$, где v — скорость движения руки рабочего, м/с; u — передаточное число между валом рукоятки и выходным валом. Усилие рабочего (толкание), прикладываемое непосредственно к тележке для ее передвижения, принимается 200, 120 и 80 Н при продолжительности периода работы 5, 10 и 15 мин. Наибольшее возможное усилие при трогании с места 300—500 Н.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов Е. И., Колесниченко К. П., Маслов В. Т. Элементы гидропривода. Киев: Техника, 1977. 320 с.
2. Брацлавский Х. Л. Гидродинамические передачи строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1976. 149 с.
3. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.
4. Вейц В. Л., Кочура А. Е. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1976. 384 с.
5. Герц Е. В., Крейнин Г. В. Расчет пневмоприводов: Справ. пособие. М.: Машиностроение, 1975. 272 с.
6. Ковалевский В. Ф., Железняков Н. Т., Бейлин Ю. Е. Справочник по гидроприводам горных машин. М.: Недра, 1973. 504 с.
7. Кочкарев А. Я. Гидродинамические передачи. Л.: Машиностроение, 1971. 336 с.
8. Кутьков Г. М. Тяговая динамика тракторов. М.: Машиностроение, 1980. 214 с.
9. Машиностроительный гидропривод/Под ред. В. Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. 495 с.
10. Никитин О. Ф., Холин К. М. Объемные гидравлические и пневматические приводы. М.: Машиностроение, 1981. 269 с.
11. Петров Е. М., Юзефович Ю. И. Лопастные неполноповоротные гидродвигатели в судостроении. Л.: Судостроение, 1972. 240 с.
12. Попов Д. И. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1977. 424 с.
13. Свешников В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 464 с.
14. Цуханова Е. А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. М.: Наука, 1978. 252 с.

II.12. Рычажное управление

Усилие на исполнительном элементе механизма $P_2 = P_1 u \eta$, где P_1 — усилие на рукоятке или педали, Н; u — передаточное число рычажной системы; η — КПД рычажной системы. Ход на

II.3.1. Усилия рабочего и полный ход рукоятки и педали

Назначение рукояток и педалей	Усилие, Н		Полный ход, м	
	на рукоятке	на педали	рукоятки	педали
Основные или часто включаемые	40—60	80—120	0,4	0,25
Вспомогательные или редко включаемые	120—200	200—300	0,4	0,25

исполнительном элементе механизма $S_2 = S_1/u$, где S_1 — используемый ход рукоятки или педали, м, равный 75—80 % от их полного хода. Часть полного хода (20—25 %) резервируется на износ рабочих элементов механизма и на мертвый ход системы управления. Мертвый ход, создаваемый зазорами в шарнирах и упругой деформацией деталей рычажной системы, не должен превышать 10 % от рабочего хода.

Наибольшие усилия, полный ход рукояток и педалей принимаются по табл. II.3.1. Соответствующий полному ходу угол поворота рукоятки должен быть не более 30°, а педали — не более 60°. КПД рычажной передачи равен произведению КПД всех шарниров. В зависимости от конструкции подшипника и характера смазывания КПД шарнира находится в пределах 0,96—0,98. Расчет деталей системы управления на прочность ведется на возможное случайное приложение усилия, равного при управлении рукояткой 600 Н, а при управлении педалью 800 Н. Подшипники (втулки) системы управления рассчитываются на статическую нагрузку, возникающую в системе при приложении в рукоятке усилия, равного 200 Н, при приложении к педали — 250 Н. Давления в подшипниках скольжения (втулках) не должны превышать значений, указанных в табл. II.3.2. Следует избегать применения длинных сжатых тяг и расположения рычагов под острыми углами к тягам. Рукоятки должны передвигаться «от себя» и «на себя». Вращательные и боковые (в сторону) движения нежелательны. Ручки рукояток должны располагаться на уровне груди; движущиеся педали, управляемой сидящим рабочим, должно быть наклон-

II.3.2. Допустимые значения давлений в подшипниках скольжения системы управления (МПа)

Схема трущейся пары	Смазка		Схема трущейся пары	Смазка				
	Без смазки	Со смазкой		Без смазки	Со смазкой			
Сталь некаленная:	—	2—3	Сталь закаленная:	3	6—8			
						по стали	4	8—10
						» чугуна	5	8—12
» бронзы	4	6—10	» бронзы	5	8—12			

ным (приблизительно под углом 45° к горизонту). Расстояние между рукоятками и педалями берется с учетом работы в зимней одежде и обуви.

Для регулирования управления предусматриваются регулируемые по длине (на резьбе) тяги. С помощью педалей управляются, как правило, тормозы лебедок, а рукоятками — все остальное. В управлении фрикционными устройствами (муфтами, тормозами) снижение усилия рабочего достигается применением рычажных систем с переменным передаточным числом — наибольшим в конце включения. При этом часто используется «распор» рычагов, при котором включается «самопроизвольное» выключение.

II.13. Гидравлическое и пневматическое управления

На кранах малой мощности широко применяются безнасосные гидравлические системы управления (рис. II.3.1). Они просты по конструкции и чувствительны к управляющему воздействию, но их возможности ограничены допустимыми усилиями на педали (табл. II.3.1). В качестве рабочего тела в этом случае применяют тормозные жидкости. Для увеличения силы замыкания в конце включения цилиндр-датчик делают с двухступенчатым поршнем. Давление жидкости в рабочем цилиндре 3,0—4,0 МПа, а при сильном нажатии на педаль 8,0—10,0 МПа. $P = 4P_1u\eta_1/\pi D^2$, где P_1 — усилие на педали, Н; u — передаточное число рычагов; D — диаметр главного цилиндра, м; η_1 — КПД рычагов и цилиндра. Ход педали $S_{\text{п}} = u [D_p^2 S_p k_{\text{сж}} / (D^2) + \delta_0]$, где D_p и S_p — диаметр и ход поршня рабочего цилиндра, м; $k_{\text{сж}} \approx (1 + P)/E_{\text{пр}}$ — безразмерный коэффициент, учитывающий сжатие жидкости и расширение напорного трубопровода; $E_{\text{пр}} \approx E_{\text{ж}} / [1 + (E_{\text{ж}}/E_{\text{м}})(d/S)]$ — приведенный модуль объемного сжатия, Па; $E_{\text{ж}}$, $E_{\text{м}}$ — модуль объемного сжатия жидкости и материала трубопровода, Па; d , S — диаметр и толщина стенки трубопровода, м; $\delta_0 = (1,5 \div 2,5) 10^{-3}$ — зазор между штоком и поршнем главного цилиндра, м.

В гидравлических системах кранов повышенной мощности применяют серво-

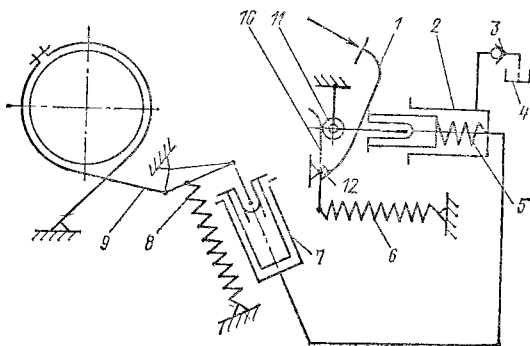


Рис. II.3.1. Безнасосная система управления тормозом лебедки: 1 — педаль; 2 — цилиндр-датчик; 3 — обратный клапан; 4 — бак для жидкости; 5, 6, 8 — возвратные пружины; 7 — рабочий цилиндр; 9 — тяга ленты тормоза; 10 — кулачок; 11 — ролик штока; 12 — ось вращения педали и кулачка

привод, в котором перемещение исполнительного звена осуществляется за счет использования энергии, развиваемой специальным насосом. В современных сервоприводах мощность выходного сигнала превышает мощность входного сигнала в десятки и сотни тысяч раз. Сервоприводы позволяют увеличить быстродействие и точность срабатывания крановых механизмов, обеспечить дистанционное и программное управление с использованием элементов математической логики, увеличить безопасность работы [4, 6]. При этом энергия машиниста расходуется только на перемещение управляющего элемента, например плунжера распределителя (рис. II.2.3). Подача насоса рассчитывается из условия обеспечения работы системы управления $\frac{\pi}{4} \sum D_i^2 S_i z_i$ с (1,5 ÷ 2,0)-кратным запасом. Здесь D_i , S_i — диаметр и ход поршня i -го рабочего цилиндра, м; z_i — число включений в секунду. Запас подачи учитывает утечки и возможность повторных включений. В гидравлическую систему управления часто устанавливают аккумулятор.

Из трех типов аккумуляторов — грузовых, пружинных и газо-гидравлических — последние получили подавляющее распространение. Аккумуляторы устанавливают в том случае, когда требуется снизить подачу до значения, определяемого средним расходом за цикл, а в аварийных ситуациях (отключение электроснабжения, «заглохание» двигателя внутреннего сгорания) сохранить работоспособность тормозных гидросистем, разгрузить невыключенный насос при неработающей гидросистеме, демпфировать колебания давления. Рабочий объем (м³) аккумулятора $V_{\text{ак}} = Fh$, где Fh — площадь и ход поршня аккумулятора. Этот объем должен быть не менее объема одновременно включаемых рабочих гидроцилиндров. При расчете полезного объема аккумулятора и выборе жесткости его пружин (давления воздуха в газовой камере) принимают, что $\Delta p = p_{\text{ак}}^{\text{max}} - p_{\text{ак}}^{\text{min}} = (0,1 \div 0,2) p_{\text{п}}$, где $p_{\text{ак}}^{\text{max}} = p_{\text{п}}$ и $p_{\text{ак}}^{\text{min}}$ — давление жидкости в аккумуляторе соответственно в условиях его полной «зарядки» и «разрядки», Па.

Важным элементом гидравлической системы управления является распределитель. На рис. II.3.2 дана конструктивная схема распределителя 1, выполненного в одном корпусе 2 с рабочим гидроцилиндром с двусторонним штоком 3. Распределитель имеет два элемента — цилиндрический плунжер с поясками шириной a и гильзу с окнами шириной b . Если $a > b$, то распределитель имеет

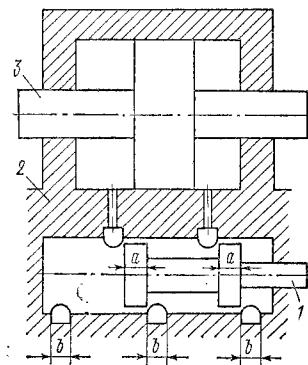


Рис. II.3.2. Конструктивная схема распределителя, выполненного в одном корпусе с гидроцилиндром с двусторонним штоком

положительное перекрытие, если $a = b$ — нулевое, а при $a < b$ — отрицательное перекрытие. Распределители с положительным перекрытием надежно фиксируют положение исполнительного механизма, отсекая (их часто называют отсечными) полости рабочего гидроцилиндра от напорной и сливной гидролиний. Этот тип распределителя получил повсеместное распространение в разомкнутых системах управления, в которых для выработки выходного параметра не используются сигналы обратной связи. Реже, когда требуется улучшить динамическую устойчивость, он применяется в замкнутых (следающих) системах управления [4, 6]. Положительное перекрытие распределителя создает зону нечувствительности системы. У распределителей с отрицательным перекрытием при нейтральном положении плунжера по обеим сторонам его поясков имеется начальный зазор $\delta = 0,5(b - a) = (0,04 \div 0,06)$ мм. Через этот зазор жидкость, подаваемая насосом, непрерывно поступает в сливную магистраль. Зона нечувствительности у таких распределителей отсутствует, но они имеют повышенные утечки и не фиксируют в нейтральной позиции положение рабочего органа. Свойства распределителей оценивают графиками функций $Q_{1,2}(x)$ и $p_{1,2}(x)$, где $Q_{1,2}$ и $p_{1,2}$ — расход и давление жидкости в соответствующей полости рабочего гидроцилиндра при постоянном давлении p_n и расходе Q_n питания, или коэффициентами усиления по расходу $k_Q = \frac{dQ}{dx} \Big|_{p_n = \text{const}}$ и по давлению $k_p = \frac{dp}{dx} \Big|_{Q_n = \text{const}}$. Средние значения этих коэффициентов обычно определяют при $p_n = 0$ и $Q_n = 0$. Коэффициенты усиления по расходу и давлению определяют быстродействие системы [3].

Пневматическое управление при высокой плавности работы обладает достаточной мощностью и успешно конкурирует с гидрав-

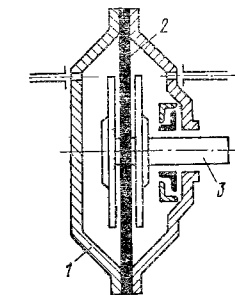
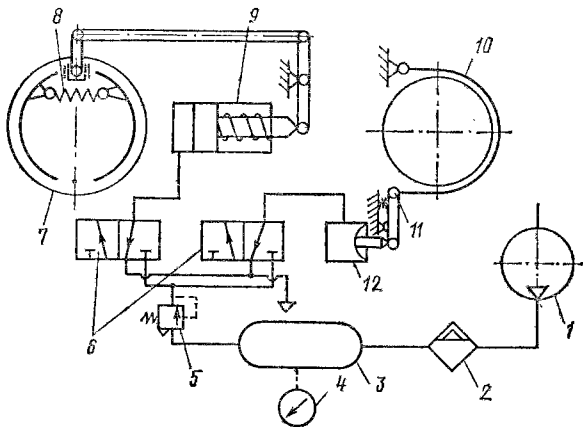


Рис. П.3.4. Диафрагменная пневмокамера: 1 — корпус; 2 — диафрагма; 3 — шток

Рис. П.3.3. Принципиальная схема пневмоуправления колодочным и ленточным тормозами

лическим управлением. Для питания пневматических систем управления используют три уровня давления сжатого воздуха: высокое (0,4—1,0 МПа), среднее (0,1—0,4 МПа) и низкое (до 0,1 МПа). В соответствии с этим устройства делят на три группы пневмоуправления [1]. Преимущество пневмоаппаратуры первой группы состоит в том, что для ее использования нет необходимости устанавливать специальные устройства для подготовки воздуха и снижения его давления, а также усиливать выходные сигналы.

Ко второй группе относятся мембранные устройства, отличающиеся высокой надежностью, сравнительно небольшими габаритными размерами и большими скоростями срабатывания. Струйные элементы, относящиеся к третьей группе, еще более компактны и имеют еще большую скорость срабатывания, но их использование ограничивается выработкой командного сигнала в автоматизированных системах управления. Типы, конструкции и принцип действия пневматических регулирующих устройств приведены в работах [5, 7]. Принципиальная схема пневмоуправления колодочным и ленточным тормозами представлена на рис. П.3.3.

В соответствии со схемой сжатый воздух от компрессора 1 поступает в маслоотделитель 2, а затем в ресивер 3. Контроль давления воздуха в системе осуществляется манометром 4, а сброс его избытка — предохранительным клапаном 5. От ресивера воздух направляется к распределителю 6, а затем к рабочей камере 12 и пневмоцилиндру 9, которые управляют соответственно ленточным 10 и колодочным 7 тормозами крана. Возврат рабочих органов управления в исходное положение производится пружинами 11 и 8. Подача компрессора $Q_R = \beta Q_{ср} / 3600$ м³/с, где $\beta = 1,3 \div 1,4$ — коэффициент запаса, учитывающий утечки воз-

духа и повторность включений; $Q_{ср} = \sum_{i=1}^n f_i V_i$ — среднечасовой расход воздуха, м³/ч; f_i — средняя частота включений в час i -го потребителя; V_i — объем воздуха, расходуемого i -м потребителем за одну операцию, м³. Величина V_i для пневмоцилиндра $V = FS$, для пневмокамеры $V = \frac{\pi}{6} (D^2 + Dd + d^2) S$, где F , S — площадь поршня и ход штока, м; D — наружный диаметр диафрагмы, м; d — диаметр тарелки штока камеры, м. Диафрагменные камеры (рис. П.3.4) просты в изготовлении и обслуживании, но имеют малый ход L , а усилие P на их штоке уменьшается по мере его выдвижения (рис. П.3.5). Полезная емкость ресивера; $V_p = \alpha Q_R t / (\bar{p}_{\max} - \bar{p}_{\min})$, где $\alpha = 1,1 \div 1,2$ — коэффициент запаса; $t = 20 \div 30$ — время, необходимое для подкачки ресивера; \bar{p}_{\max} и \bar{p}_{\min} — безразмерные (отнесенные к единичному давлению) максимальное и минимальное давления воздуха в ресивере, обычно $\bar{p}_{\max} - \bar{p}_{\min} = 1,0 \div 1,5$. Если p_{\max} или p_{\min} в МПа, то еди-

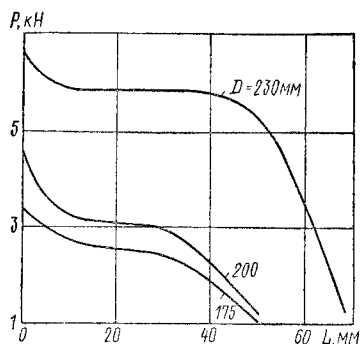


Рис. 11.9.5. Усилие, действующее на шток пневмокамеры

ничное давление составляет 0,1 МПа. При наполненном ресивере компрессор под воздействием разгрузочного устройства работает вхолостую. При индивидуальном приводе в подобных случаях компрессор останавливается.

Внутренний диаметр трубопровода определяется выражением 11.2.12 (см. п. 11.9). При этом скорость воздуха в пневмолиниях при-

нимают равной 10—25 м/с. Толщина стенки стальных труб не менее 0,5 мм, а труб из цветных металлов — не менее 0,8 мм.

Для уплотнений поршней и штоков пневмоцилиндров часто применяют кожаные уголкового манжеты (ГОСТ 6678—72*) и резиновые V-образные манжеты. Кожаные манжеты приводят к необходимости выполнять поршни пневмоцилиндра сборными, чтобы при эксплуатации их периодически подтягивать. Потери на трение в подвижных соединениях с кожаными манжетами достигают 50—60 %, что необходимо учитывать при проектировании. При длительных остановках кожаные манжеты сохнут, отходят от стенок пневмоцилиндров, что приводит к потере герметичности. Этих недостатков нет у уплотнений, выполненных в виде колец круглого сечения (ГОСТ 9833—73* и ГОСТ 18829—73*), их устанавливают в канавки поршня или в проточки штока.

Для удобства дистанционного управления крановыми механизмами в их гидравлических и пневматических системах применяют специальные блоки и пульта управления. С их помощью удается от одной рукоятки управлять двумя — четырьмя золотниками распределителей, вводить элементы программного управления, а также за счет гидравлического или электрического сервопривода существенно снизить усилие управления [2].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Герц Е. В., Крейнин Г. В. Расчет пневмоприводов: Справ. пособие. М.: Машиностроение, 1975. 272 с.
2. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.
3. Моль Р. Гидропневмоавтоматика: Пер. с франц. М.: Машиностроение, 1975. 352 с.
4. Полов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1976. 424 с.
5. Сошникова М. Л. Пневматические регулирующие устройства: Обзор. информ. М.: ЦНИИТЭИ приборостроения. Вып. 1. 1980. 44 с.
6. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М.: Машиностроение, 1979. 232 с.
7. Элементы и устройства пневмоавтоматики высокого давления: Каталог/Под ред. А. И. Кудрявцева и А. Я. Оксенева. М.: НИИмаш, 1978. 156 с.

Раздел

III

Глава 1

МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ

Основные указания по расчету и конструированию

11.1. Принципы оптимального проектирования

Основное условие проектирования металлических конструкций — это создание рациональных конструктивных схем и установление областей их применения при наиболее выгодных значениях их геометрических параметров и размеров отдельных элементов. Эти вопросы решаются с помощью вариантов проектного проектирования и оптимизации [0.7, 0.47, 51, 70, 71, 87]. Важно, что, как правило, оптимальные металлические конструкции крана в целом не могут быть получены на базе оптимальных частных решений его узлов (например, для порталного крана — стрелового устройства, уравновешивающего устройства и др.), так как при увязке в комплексе отдельные узлы могут утрачивать значения своих оптимальных параметров.

Задачи оптимального проектирования конструкций можно разделить на задачи параметрической и структурной оптимизации [15, 70].

При параметрической оптимизации структура объекта (например, коробчатой балки) задана и определяются оптимальные значения ее параметров (высота, площади поперечного сечения и т. д.).

При структурной оптимизации структура объекта подлежит оптимизации (например, тип металлической конструкции: коробчатая или решетчатая). При этом производится параметрическая оптимизация каждой из структур, полученные оптимальные варианты сравниваются между собой и из них выбирается удовлетворяющий наилучшим образом условиям поставленной задачи. Если требуется проанализировать много структур объекта оптимизации, возможен метод машинного поиска решений (автоматизация поискового конструирования) [70].

Основные требования к металлическим конструкциям — это экономия металла и снижение трудоемкости изготовления [88]. Проблема снижения металлоемкости кранов может решаться в основном за счет металлических конструкций [27].

Наиболее универсальный критерий оптимальности — это приведенные затраты (т. е. затраты, приведенные к одному году нор-

мального срока окупаемости) на изготовление и эксплуатацию, которые для многих условий работы кранов следует относить к 1 т груза, перегружаемого краном в год [О.7, 35, 51, 84, 88].

Приведенные затраты на один кран [35]

$$П = C_n + K_n + C_g T_{сл} + K_g, \quad (III.1.1)$$

где C_n — себестоимость изготовления; K_n — капитальные затраты в сфере изготовления; C_g — годовые эксплуатационные расходы; $T_{сл}$ — нормативный срок службы крана; K_g — капитальные затраты в сфере эксплуатации (без учета стоимости самого крана).

Приведенные затраты на 1 т груза $П_1 = П/P$, где P — вес груза, перегружаемого краном в год, т. Если для вновь создаваемого крана неизвестны затраты на установку и значения C_g и K_g , то критерием оптимальности является минимум заводской себестоимости.

Для критерия экономической эффективности конструкций используют показатель годовых приведенных затрат [2, 67]

$$З = C + E_n K, \quad (III.1.2)$$

где C — эксплуатационные расходы, включающие себестоимость конструкций на заводе-изготовителе, стоимость доставки конструкций на объект и их монтаж, стоимость эксплуатационных расходов, руб.; E_n — коэффициент нормативной эффективности капитальных вложений, показывающий минимальную величину годового чистого дохода от 1 руб. дополнительных капитальных вложений, $E_n = 0,15$ [54]; K — капитальные вложения, обусловленные изготовлением годового количества конструкций, руб. Показатели C и K могут быть как в виде абсолютных, так и удельных величин, отнесенных к конструкции одного крана.

В качестве экономически целесообразного варианта при сравнении конструкций принимается конструкция, имеющая минимум приведенных затрат.

При использовании в качестве критериев оптимальности заводской себестоимости или массы оптимальные значения параметров для большинства конструкций башенных кранов практически совпадают [О.7]. Из анализа приведенных затрат (III.1.1) установлено, что их сокращение вызывается в основном уменьшением металлоемкости. Поэтому в качестве критерия оптимальности, как правило, может быть принята масса конструкции, что очень удобно, так как она легко выражается через параметры конструкции. Если оптимизируются варианты конструкций различного исполнения и из различных марок сталей, то критерием оптимальности будет заводская себестоимость или приведенные затраты (III.1.1), (III.1.2).

Минимальные размеры поперечных сечений рассчитываемой конструкции определяются из условий прочности при одноразовой наибольшей нагрузке и при переменных во времени нагрузках различной величины; при этом должна быть обеспечена местная

устойчивость продольно-сжатых и листовых элементов конструкций. Удовлетворение требований различных ограничений конструкторско-технологического характера приводит к увеличению массы конструкции.

Конструкторско-технологические ограничения при решении вопросов оптимального проектирования конструкций взаимосвязаны и определяются условиями изготовления, эксплуатации и экономикой.

Конструкторские ограничения вызываются для ряда металлических конструкций кранов требованиями к их жесткости (деформативности, статической и динамической) и приведены в п. I.15 и I.20, а также в гл. 2—4 разд. III. При этом оптимальное проектирование металлических конструкций приводит к снижению их жесткости; общей устойчивости крана; ограниченности высоты и ширины поперечных сечений элементов и других их параметров; ограниченности сортамента проката и допустимыми его толщинами, как минимальными, связанными с технологическими возможностями изготовления конструкций и условиями их эксплуатации (вопросы коррозии от воздействия воздушной среды), так и максимальными; требованиями унификации профилей сортамента, используемых в одной конструкции; условиями монтажа крана [О.8, О.30, О.52, О.56] и его перевозки (см. п. III.5 и работы [О.53, О.65]).

Технологические ограничения связаны с возможностью производства сварочных работ (минимальными толщинами проката, доступностью мест наложения сварных швов) и работ по приданию формы некоторым элементам конструкций (гибка, вальцовка, штамповка и т. п.) [О.37].

Методы оптимизации бывают аналитические, численные, графические и экспериментальные.

Аналитический метод используется, если задача оптимизации может быть сформулирована математически и решена аналитически.

Если целевая функция, например, масса конструкции, может быть представлена в зависимости от одного переменного параметра, подлежащего оптимизации, то, приравняв нулю производную от целевой функции по этому параметру, можно найти его значение при условии экстремума целевой функции.

Пример 1. Балка находится под действием изгибающего момента в одной плоскости в данном сечении M [О.21]. Целевая функция — площадь поперечного сечения коробчатой балки (рис. III.1.1)

$$F = 2(b\delta_n + h\delta_c) = 2W/h + 4h\delta_c/3,$$

где $W = h(b\delta_n + \delta_c h/3) = M/[\sigma]$ — уравнение связи.

Толщины стенок балок δ_c (а иногда и поясов δ_n) определяются с учетом условий их местной устойчивости и требований технологии изготовления и колеблются в достаточно узких пределах. Поэтому при оптимизации параметров поперечных сечений балок значения δ_c можно принимать зафиксированными и, как правило, возможно минимальными. Зафиксируем толщину стенок δ_c . Тогда $dF/dh = -2W/h^2 + 4\delta_c/3 = 0$, откуда оптимальная высота

$$h = \sqrt{3W/(2\delta_c)} = \sqrt{3M/(2[\sigma]\delta_c)}. \quad (III.1.3)$$

$(F_1 - F_0 / F_0) 100\%$

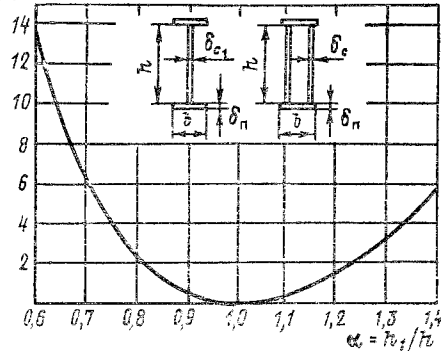


Рис. III.1.1. График изменения площади поперечного сечения балок при отступлении от наилучшей высоты

При этом минимальная площадь поперечного сечения

$$\begin{aligned} F_0 &= 2h(W/h^2 + 2\delta_c/3) = \\ &= 8h^2\delta_c/3 = 3,27\sqrt{W\delta_c} = \\ &= 3,27\sqrt{M\delta_c/[\sigma]}, \quad (\text{III.1.4}) \end{aligned}$$

где при расчетах на долговечность не $[\sigma]$, а $[\sigma_{RK}]$ при соответствующем значении M . Для одностенчатой балки с толщиной стенки δ_{c1} $h = \sqrt{3W/\delta_{c1}}$ и $F_0 = 1,64\sqrt{W\delta_{c1}}$. Площади стенок составляют 75 %,

а поясов — 25 % от площадей сечений оптимальных балок. Чем тоньше стенка, тем сечение балки рациональнее [45]. При изгибе коробчатой балки в двух плоскостях и соответственно при значениях моментов сопротивления W_x и W_y и двух уравнениях связи оптимальные значения ее параметров будут [0.21, 81]:

$$h = \sqrt{3W_x/(2\delta_c)}; \quad b = 3W_y h/(5W_x); \quad \delta_n = 5W \delta_c/(9W_y). \quad (\text{III.1.5})$$

Если для балки выбрана высота h_1 , не соответствующая оптимальной, и ее площадь F_1 , то $(F_1 - F_0) 100\% / F_0 = (1 - \alpha)^2 100\% / (2\alpha)$, где $\alpha = h_1/h$ (рис. III.1.1). В области оптимума целевая функция всегда изменяется плавно. В данном случае отклонение высоты балки от оптимума на 20 % увеличивает ее площадь (массу) на 2,5 %. Условие $h_1 < h_0$ принимается для уменьшения габаритных размеров, а $h_1 > h_0$, если это нужно для ограничения деформаций [48].

Если целевая функция $f(x, y)$ не может быть представлена в зависимости от одного переменного параметра из-за сложного вида уравнения связи $\varphi(x, y) = 0$, задача нахождения экстремума функции $f(x, y)$ решается методом неопределенных множителей Лагранжа [7]. Образуется вспомогательная функция Лагранжа $\Phi(x, y) = f(x, y) + \lambda\varphi(x, y)$, где λ — некоторая постоянная — множитель Лагранжа. Для нахождения неизвестных x, y и λ служат три уравнения: $\partial\Phi/\partial x = 0$, $\partial\Phi/\partial y = 0$, $\varphi(x, y) = 0$. Экстремум функции $f(x, y, z)$ при двух уравнениях связи $\varphi_1(x, y, z) = 0$ и $\varphi_2(x, y, z) = 0$ определяется с помощью вспомогательной функции Лагранжа

$$\Phi(x, y, z) = f(x, y, z) + \lambda_1\varphi_1(x, y, z) + \lambda_2\varphi_2(x, y, z),$$

где λ_1 и λ_2 — новые дополнительные неизвестные. Для нахождения неизвестных x, y, z , λ_1 и λ_2 служат пять уравнений: $\partial\Phi/\partial x = 0$, $\partial\Phi/\partial y = 0$, $\partial\Phi/\partial z = 0$ и два уравнения связи. В общем виде функция Лагранжа

$$\Phi(x_j, \lambda_i) = f(x_j) + \sum_{i=1}^m \lambda_i\varphi_i(x_j). \quad (\text{III.1.6})$$

Для решения задачи оптимизации приравниваются нулю частные производные от функции Φ по каждой из n переменных x_j и общее число уравнений составит $n + m$, где m — число уравнений связи.

Пример 2. Коробчатая балка [81] испытывает продольную силу $N_{1,2}$ и изгиб в двух плоскостях. Целевая функция — площадь поперечного сечения коробчатой балки $F = 2(b\delta_n + h\delta_c) = 2\delta_c^2(k_1k_2 + k_3)$, где $k_1 = b/\delta_c$; $k_2 = \delta_n/\delta_c$; $k_3 = h/\delta_c$.

Уравнения связи: $\varphi_1 = M_{1x}/W_x + N_1/F - [\sigma] = 0$, $\varphi_2 = M_{2x}/W_x + M_{2y}/W_y + N_2/F - [\sigma] = 0$. Для нахождения k_1, k_2, k_3, λ_1 и λ_2 служат уравнения:

$$\partial\Phi/\partial k_1 = \partial F/\partial k_1 + \lambda_1\partial\varphi_1/\partial k_1 + \lambda_2\partial\varphi_2/\partial k_1 = 0;$$

$$\partial\Phi/\partial k_2 = \partial F/\partial k_2 + \lambda_1\partial\varphi_1/\partial k_2 + \lambda_2\partial\varphi_2/\partial k_2 = 0;$$

$$\partial\Phi/\partial k_3 = \partial F/\partial k_3 + \lambda_1\partial\varphi_1/\partial k_3 + \lambda_2\partial\varphi_2/\partial k_3 = 0;$$

$\varphi_1 = 0$; $\varphi_2 = 0$, решая которые, определяют параметры балки и минимум площади сечения:

$$F_0 = 2\delta_c^2(k_1k_2 + k_3) = (3N_1 + \sqrt{9N_1^2 + 384\delta_c[\sigma]M_{1x}})/(6[\sigma]).$$

При $N_1 = N_2 = 0$ оптимальная высота сечения $h = \sqrt{W_x/(2\delta_c)}$ и $F_0 = 3,27\sqrt{W_x\delta_c}$ (III.1.3), (III.1.4).

Оптимальные параметры сечения коробчатой балки с продольными ребрами жесткости, входящими в расчетное сечение, испытывающей продольную силу и изгиб в двух плоскостях, приведены в работах [14, 68], а балки, испытывающей также и кручение, — в работе [57].

Определение оптимальных параметров поперечных сечений статически неопределимых балок, из которых образована конструкция, выполняется путем расчета статически неопределимой системы на ЭВМ по методу последовательных приближений по одной из двух последовательностей: параметры сечений — жесткости элементов — внутренние усилия — параметры сечений; внутренние усилия — оптимальные параметры сечений — жесткости элементов — внутренние усилия.

При использовании формул для оптимальных параметров поперечных сечений статически определимых балок варьируются значения изгибающих моментов. Расчет ведется от значений первоначально заданных моментов и заканчивается, когда моменты, найденные в данной итерации, отличаются от моментов в предыдущей итерации не более чем на заданную величину (например, на 5 %) [69].

При использовании эпюр изгибающих моментов для данной конструкции варьируются положения нулевых (безмоментных) точек, число которых равно степени статической неопределимости конструкции. Для этого для зафиксированных значений координат нулевых точек эпюр x_{0i} находят значения неизвестных X_{0i} , не зависящие от параметров сечений. Используя эти значения X_{0i} и соответствующие им канонические уравнения метода сил, можно определить путем варьирования координат x_{0i} в реальном диапазоне их значений оптимальные параметры сечений [58].

Численные методы применяются для задач, которые не могут быть решены аналитически и требуют использования итерационных процедур; они ориентированы в основном на применение ЭВМ [71, 99]. Если целевая функция и уравнения связи линейны, то применяются методы линейного программирования, если нелинейны — методы нелинейного программирования. Лишь немногие

задачи строительной механики по оптимизации конструкции сводятся к линейному программированию [80]. Задачи, связанные с прочностью элементов конструкций, решаются методами нелинейного программирования. Имеется много методов нелинейного программирования: метод Монте-Карло (метод случайного поиска), решение в форме многошагового процесса (метод динамического программирования) и др. [70, 71, 99].

Чтобы минимизировать функцию $f(x_j)$ при ограничениях по неравенству, т. е. при $\varphi_{ix} \geq 0$, надо составить вспомогательную функцию Лагранжа [99]

$$\Phi(x_j, \lambda_i) = f(x_j) + \sum_{i=1}^m \lambda_i (\varphi_{ix} - v_i^2), \quad (\text{III.1.7})$$

где v_i — коэффициенты, обращающие $(\varphi_{ix} - v_i^2)$ в ограничения по равенству. Минимум функции $f(x_j)$ устанавливается путем численного определения v_i итерационным путем на ЭВМ с помощью соответствующего алгоритма. Функция $f(x_j)$ получается минимальной в точке x^* , если удовлетворяется следующая система уравнений: $\partial\Phi(x^*)/\partial x_j = 0$; $\partial\Phi(x^*)/\partial \lambda_i = 0$; $\partial\Phi(x^*)/\partial v_i = -2\lambda_i v_i = 0$.

Пример 3. Коробчатая балка [97] испытывает изгиб в двух плоскостях. Ограничения по прочности имеют вид (п. 1.20)

$$\begin{aligned} \varphi_{1x} &= m_h R - M_{1x}/W_x - M_{1y}/W_y \geq 0; \\ \varphi_{2x} &= m_h R - M_{2x}/W_x - M_{2y}/W_y \geq 0, \end{aligned}$$

где M_{1x} , M_{2x} — расчетные изгибающие моменты в вертикальной плоскости по комбинациям нагрузок Iа и Iб; M_{1y} , M_{2y} — то же в горизонтальной плоскости; моменты сопротивления $W_x \approx \delta_c h^3/3 + \delta_n h b$, $W_y \approx \delta_n b^3/3 + \delta_c h b$. Целевая функция — площадь поперечного сечения $f(x) \approx 2(\delta_c h + \delta_n b)$. По формуле (III.1.7) функция Лагранжа

$$\begin{aligned} \Phi(x, \lambda) &= 2(\delta_c h + \delta_n b) + \lambda_1 (m_h R - M_{1x}/W_x - M_{1y}/W_y - v_1^2) + \\ &+ \lambda_2 (m_h R - M_{2x}/W_x - M_{2y}/W_y - v_2^2). \end{aligned}$$

Фиксируем толщину стенки δ_c (обычно минимально допустимая толщина 5—8 мм). Система уравнений Лагранжа имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial\Phi(x^*)}{\partial\delta_n} &= 2b + \lambda_1 \left(\frac{M_{1x}hb}{W_x^2} + \frac{M_{1y}b^2}{3W_y^2} \right) + \\ &+ \lambda_2 \left(\frac{M_{2x}hb}{W_x^2} + \frac{M_{2y}b^2}{3W_y^2} \right) = 0; \quad (\text{а}) \\ \frac{\partial\Phi(x^*)}{\partial h} &= 2\delta_c + \lambda_1 \left[\frac{M_{1x}}{W_x^2} \left(\frac{2\delta_c h}{3} + \delta_n b \right) + \frac{M_{1y}\delta_c b}{W_y^2} \right] + \\ &+ \lambda_2 \left[\frac{M_{2x}}{W_x^2} \left(\frac{2\delta_c h}{3} + \delta_n b \right) + \frac{M_{2y}\delta_c b}{W_y^2} \right] = 0; \quad (\text{б}) \end{aligned} \right\} (\text{III.1.8})$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial\Phi(x^*)}{\partial b} &= 2\delta_n + \lambda_1 \left[\frac{M_{1x}\delta_n h}{W_x^2} + \frac{M_{1y}}{W_y^2} \left(\frac{2\delta_n b}{3} + \delta_c h \right) \right] + \\ &+ \lambda_2 \left[\frac{M_{2x}\delta_n h}{W_x^2} + \frac{M_{2y}}{W_y^2} \left(\frac{2\delta_n b}{3} + \delta_c h \right) \right] = 0; \quad (\text{в}) \end{aligned}$$

$$\partial\Phi(x^*)/\partial\lambda_1 = m_h R - M_{1x}/W_x - M_{1y}/W_y - v_1^2 = 0; \quad (\text{г})$$

$$\partial\Phi(x^*)/\partial\lambda_2 = m_h R - M_{2x}/W_x - M_{2y}/W_y - v_2^2 = 0; \quad (\text{д})$$

$$\partial\Phi(x^*)/\partial v_1 = -2\lambda_1 v_1 = 0, \quad (\text{е})$$

$$\partial\Phi(x^*)/\partial v_2 = -2\lambda_2 v_2 = 0. \quad (\text{ж})$$

Система уравнений (III.1.8) нелинейна и непосредственно ее решить нельзя. Из анализа уравнений (III.1.8 е, ж) очевидно, что могут быть следующие случаи:

- 1) если $\lambda_1 = 0$ и $v_2 = 0$, то может быть $\lambda_2 \neq 0$ и $v_1 \neq 0$;
- 2) если $\lambda_2 = 0$ и $v_1 = 0$, то может быть $\lambda_1 \neq 0$ и $v_2 \neq 0$;
- 3) если $v_1 = 0$, $v_2 = 0$ и $\lambda_1 = 0$, то может быть $\lambda_2 \neq 0$;
- 4) если $v_1 = 0$, $v_2 = 0$ и $\lambda_2 = 0$, то может быть $\lambda_1 \neq 0$;
- 5) если $v_1 = 0$, $v_2 = 0$, то может быть $\lambda_1 \neq 0$ и $\lambda_2 \neq 0$.

Одновременно не может быть, чтобы $\lambda_1 = 0$ и $\lambda_2 = 0$, так как тогда задача теряет смысл, потому что из уравнений (III.1.8 а—в) следует $b = 0$, $\delta_c = 0$, $\delta_n = 0$. В случаях в, г, д задача решается по уравнению (III.1.6) при ограничениях в виде равенств, т. е.

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{1x} &= m_h R - M_{1x}/W_x - M_{1y}/W_y = 0; \quad (\text{з}) \\ \varphi_{2x} &= m_h R - M_{2x}/W_x - M_{2y}/W_y = 0. \quad (\text{и}) \end{aligned} \right\} (\text{III.1.8})$$

Из уравнений (III.1.8 з, и) определяются W_x и W_y и оптимальные параметры балок (III.1.5). Подставляя W_x , W_y , h , b , δ_n в уравнения (III.1.8 а, б, в), получают три системы уравнений для определения значений λ_1 и λ_2 : (III.1.8 а) и (III.1.8 б), (III.1.8 а) и (III.1.8 в), (III.1.8 б) и (III.1.8 в). Если полученные значения λ_1 и λ_2 удовлетворяют всем трем уравнениям (III.1.8 а, б, в) или при этом их значения имеют малую погрешность (например, меньше чем 5%), то задача по определению λ_1 и λ_2 решена. Из уравнений (III.1.8 а, б, в) определяются значения h , b , δ_n и минимум целевой функции $f(x)$. Если погрешность в значениях λ_1 и λ_2 велика, то задачу надо решать при ограничениях в виде неравенств по случаям а и б. Тогда

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{1x} &= m_h R - M_{1x}/W_x - M_{1y}/W_y - v_1^2 = 0; \quad (\text{к}) \\ \varphi_{2x} &= m_h R - M_{2x}/W_x - M_{2y}/W_y = 0; \quad (\text{л}) \\ \varphi_{1x} &= m_h R - M_{1x}/W_x - M_{1y}/W_y = 0; \quad (\text{м}) \\ \varphi_{2x} &= m_h R - M_{2x}/W_x - M_{2y}/W_y - v_2^2 = 0. \quad (\text{н}) \end{aligned} \right\} (\text{III.1.8})$$

Задается первое значение $v_1^2 = 0,5$ МПа (III.1.8 к) или $v_2^2 = 0,5$ МПа (III.1.8 л). Из уравнений (III.1.8 г) или (III.1.8 д) находятся W_x и W_y и по формулам (III.1.5) — h , b , δ_n . Из уравнений (III.1.8 а, б, в) определяются λ_1 и λ_2 . Если они удовлетворяют всем трем уравнениям, хотя бы с малой погрешностью их значений, задача по определению λ_1 и λ_2 решена. Если нет, то надо v_1^2 или v_2^2 дать приращение $\Delta v^2 = 0,5$ МПа, после чего $v_1^2 = 1$ МПа или $v_2^2 = 1$ МПа, и повторить расчет по нахождению λ_1 и λ_2 . Расчет заканчивается, когда значения λ_1 и λ_2 удовлетворяют всем трем уравнениям, хотя бы с погрешностью их значений не более 5%, после чего из уравнений (III.1.8 а, б, в) находят значения h , b , δ_n и минимум целевой функции $f(x)$. На рис. III.1.2 приведен

III.2. Сортамент и образование сечений, соединения и стыки

Сортамент и образование сечений. Прокатные стали делятся на две основные группы:

1) сталь листовая горячекатаная (ГОСТ 19903—74), широкополосная универсальная (ГОСТ 82—70) и полосовая (ГОСТ 103—76);
 2) сталь профильная или фасонная — угловая равнополочная (ГОСТ 8509—72*) и неравнополочная (ГОСТ 8510—72*), швеллеры (ГОСТ 8240—72*), балки двутавровые (ГОСТ 8239—72), балки двутавровые специальные (ГОСТ 19425—74), балки двутавровые широкополочные и тавры с параллельными гранями полок (ТУ 14-2-24—72) [40], трубы стальные бесшовные (ГОСТ 8732—78* — бесшовные горячедеформированные и ГОСТ 8734—75* — бесшовные холоднодеформированные), трубы стальные электросварные прямошовные (ГОСТ 10704—76*), трубы стальные квадратные (ГОСТ 8639—82) и другие профили. Чем меньше толщина стенки профиля, тем более рационально используется в нем металл.

Для элементов, изгибаемых в одной плоскости, наилучшей является двутавровая форма, для сжимаемых — трубчатая. Листовая сталь употребляется главным образом в виде толстолистовой стали толщиной 4—50 мм. Обычно ширина листов составляет 1400—2000 мм при длине 6—8 м. Широкополосная сталь катается шириной 200—1050 мм, а полосовая — 12—200 мм с длиной полос от 3 до 10 м.

Угловой профиль применяется преимущественно для элементов, работающих на осевые усилия, и соединительных элементов. Сортамент равнополочных уголков включает номера 2—25. Максимальные длины уголков до 13 м. В сортаменте уголок каждого номера имеет несколько толщин. В общем случае предпочтительно применять уголки с возможно более тонкими полками, если даже это приводит к увеличению их номеров.

Швеллеры используют в элементах, работающих на осевые усилия, и в виде балок, работающих на поперечный изгиб, а также как соединительные конструктивные элементы. В сортаменте швеллеры имеют высоты 50—400 мм. Начиная с № 14 и до № 24 швеллеры при данной высоте изготавливаются двух-трех различных по размерам сечений. Длины швеллеров от 4 до 13 м.

Двутавры применяются почти исключительно для элементов, работающих на поперечный изгиб. В сортаменте они имеют высоты 100—600 мм. Начиная с № 18 и до № 30 двутавры для каждой высоты изготавливаются двух-трех различных по размерам сечений. Длина двутавров от 4 до 13 м. Балки двутавровые специальные для подвесных путей имеют высоты 180, 240, 300, 360, 450 мм при длинах от 4 до 13 м.

Трубы применяются для элементов, работающих на осевые усилия, особенно на сжатие. В сортаменте трубы бесшовные

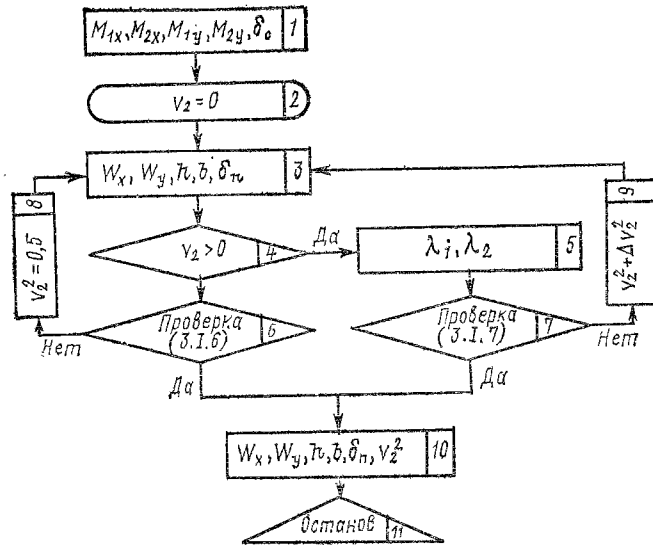


Рис. III.1.2. Алгоритм поиска оптимальных значений параметров поперечного сечения коробчатой балки по методу Лагранжа при ограничениях по прочности в виде неравенств

алгоритм поиска решения для случая (рис. III.1.8 л). При этом в алгоритме не показаны необходимые конструкторско-технологические ограничения, которые делают алгоритм существенно более сложным [11, 12, 16, 17, 58].

Выполненный расчет пролетных балок козловых кранов грузоподъемностью 8; 12,5 и 20 т показал, что при ограничениях по прочности в виде неравенств по сравнению с ограничениями в виде равенств можно получить уменьшение площади поперечного сечения балок от 0,6 до 3,8 %.

После определения оптимальных размеров поперечных сечений балок из условий прочности как от одноразовой наибольшей нагрузки, так и от переменных во времени нагрузок, для окончательного установления размеров надо удовлетворить требованиям, вызванным конструкторско-технологическими ограничениями.

Графические методы наглядны, но применяются в тех случаях, когда целевая функция образуется одной или максимум двумя независимыми переменными.

Экспериментальные методы основаны на физическом моделировании задачи и последовательном проведении экспериментов.

Оптимальное проектирование конструкций применительно к мостам (разд. III гл. 2) описано в работах [О.1, О.21, 8, 10, 25, 28, 31, 32, 97], к порталам и башням (разд. III гл. 3) — в работах [О.7, О.17, 6, 50, 58, 59, 82, 83], к стрелам, колоннам и мачтам (разд. III гл. 4) — в работах [О.7, О.17, 10, 12, 16, 17, 20, 34, 35, 37, 50, 95, 96, 102].

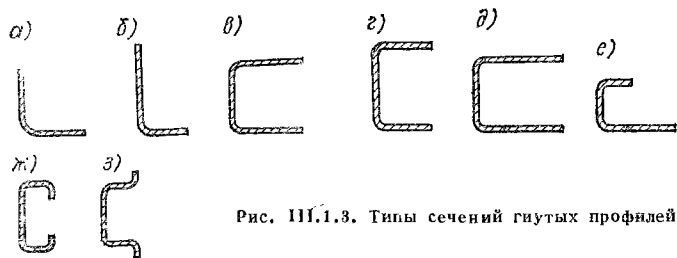


Рис. III.1.3. Типы сечений гнутых профилей

горячедеформированные имеют наружный диаметр 25—820 мм, а сварные — 38—1620 мм. Толщина стенки бесшовных труб изменяется в пределах 2,5—75 мм, а сварных — 2—20 мм. Максимальные длины бесшовных труб до 12,5 м, а электросварных — до 12 м. В трубчатых конструкциях благодаря большим радиусам инерции кольцевых сечений возможно применение панелей ферм большей длины, т. е. уменьшение количества нулевых стержней. Стержни из одной трубы по сравнению с составными стержнями из швеллеров и уголков имеют преимущество в отсутствии соединительных элементов. Трубы наиболее удобны для наружной окраски и испытывают наименьшее давление ветра. Для предохранения трубы от попадания внутрь влаги, что особенно опасно при ее последующем замерзании, торцы трубы должны быть герметически закрыты. Трубы стальные квадратные (ГОСТ 8639—82) при изготовлении решетчатых конструкций технологически более удобны, чем круглые. Они также могут использоваться для работы на поперечный изгиб (ходовые балки на стрелках башенных кранов). Их наружные размеры от 10 до 180 мм.

Гнутые профили, получаемые из листовой и полосовой стали на роликогибочных станках, дают экономию металла и сварочных работ.

На рис. III.1.3 приведены различные типы гнутых профилей. Типы по рис. III.1.3, а—з, предусмотрены ГОСТ 19771—74*, ГОСТ 19772—74*, ГОСТ 8278—75*, ГОСТ 8281—80, ГОСТ 8282—83 и ГОСТ 8283—77*. Для профилей, изображенных на рис. III.1.3, а—д, толщина $d = 2 \div 6$ мм, а для рис. III.1.3, е—з $d = 2 \div 7$ мм. При этом угольники (рис. III.1.3, а и б) предусмотрены до № 25, а корытный профиль (рис. III.1.3, з) — до № 40 (высота 400 мм). Во всех случаях внутренние радиусы $R = d$.

Рифленая (ромбическая) листовая сталь (ГОСТ 8568—77*) имеет ширины 600—1400 мм и длины 2000—6300 мм при толщине основания 2,5—8 мм и высоте рифа 1—2 мм; употребляется для площадок и ступеней лестниц.

При выборе толщины проката следует учитывать возможности изготовления (производства сварки) и условия эксплуатации (коррозия).

Рельсы крановые (ГОСТ 4121—76*) и рельсы железнодорожные широкой (ГОСТ 7173—54*, ГОСТ 7174—75, ГОСТ 8161—75*)

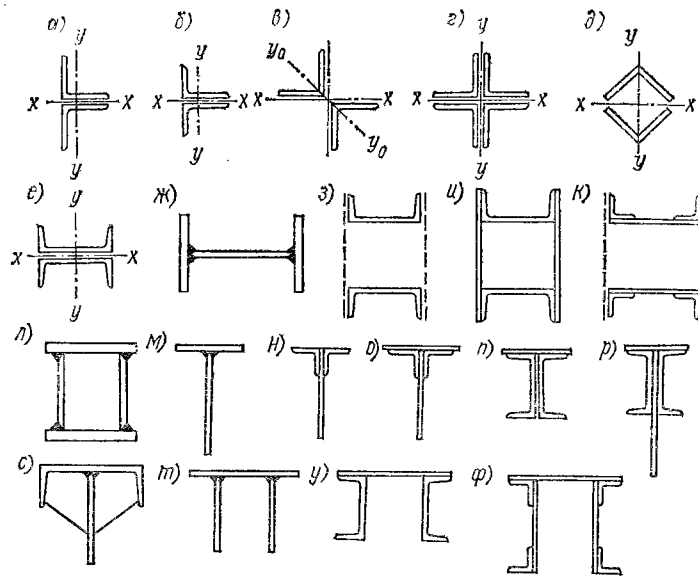


Рис. III.1.4. Основные типы составных сечений стержней ферм

и узкой (ГОСТ 6368—82) колеи используют для подтележечных рельсов на кранах и для подкрановых путей. Для подтележечных рельсов кранов режимов работы 1К—3К и 4К, 5К (табл. 1.2.9) используют также стали квадратную и полосовую со стороной не свыше 60 мм марки Ст5. Типы креплений крановых рельсов приведены в гл. 6 данного раздела.

В крановых конструкциях значительное применение имеет листовая сталь (широкополосная и полосовая рациональные как готовые элементы конструкций). Листовые конструкции по сравнению с решетчатыми обладают меньшей трудоемкостью изготовления и в некоторых случаях за счет исключения нерасчетных элементов (например, в порталах) меньшей массой. Широко применяются уголкового и трубчатого профили, а в последнее время также гнутые профили. Швеллеры и особенно катаные двутавры находят меньшее применение.

Наиболее употребительные составные сечения стержней ферм приведены на рис. III.1.4. Сечения, изображенные на рис. III.1.4, а—л, применяются для раскосов; на рис. III.1.4, м—ф, а также рис. III.1.4, а, б, ж, к — для поясов. Сечения, представленные на рис. III.1.4, г, и, к, н, о, п, р, у, ф, наиболее подходят для клепаных ферм. Соединительные элементы составных сечений описаны в п. III.3, конструктивные меры повышения сопротивления усталости составных сечений — в п. III.2.

Основные системы решеток ферм приведены на рис. III.1.5. Системы рис. III.1.5, а—г применяются для вертикальных, а рис. III.1.5, д—ж — для горизонтальных ферм, а система

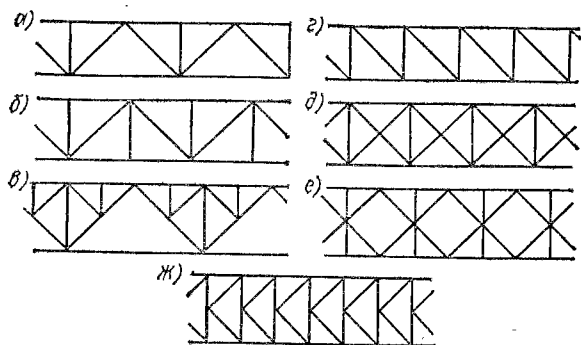


Рис. III.1.5. Системы решеток

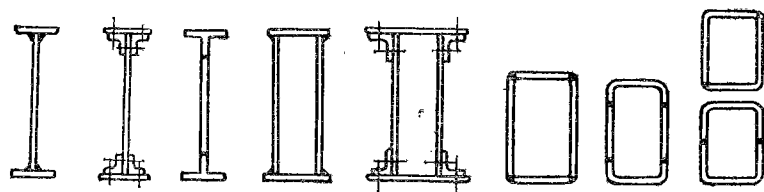


Рис. III.1.6. Типы сечений составных балок

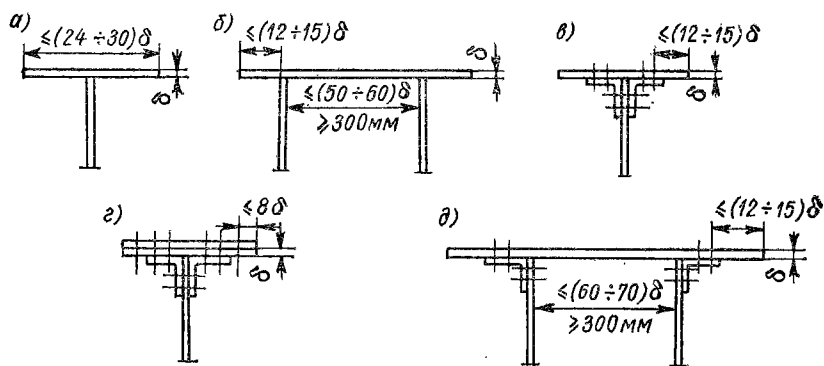


Рис. III.1.7. Соотношения размеров сжатых поясов стальных балок из условий их устойчивости (большие значения для малоуглеродистых сталей, меньшие — для низколегированных)

рис. III.1.5, г — для консолей. Наиболее рациональным углом наклона раскосов является угол в 45° .

Составные балки бывают одностенчатые и двухстенчатые в сварном или клепаном исполнении (рис. III.1.6).

Высота стенки h балки выбирается в зависимости от статической схемы балки. Наибольшая высота h ограничивается условием получения балки минимального веса, наименьшая — условием ограничения прогиба и времени затухания колебаний или габаритными ограничениями.

Толщина стенки определяется условиями ее устойчивости и прочности, причем обычно из технологических условий толщина принимается не менее 5 мм. Для балок больших грузоподъемностей и пролетов целесообразно менять толщину стенки вдоль пролета.

Пояса сварных балок состоят только из листов. Наиболее целесообразна конструкция с одним поясным листом, толщина которого не должна превышать 50 мм для балок из углеродистых и 40 мм — из низколегированных сталей во избежание хрупких разрушений [0.51, 33, 44, 89]. На рис. III.1.7, а—д приведены соотношения размеров элементов сжатых поясов сварных и клепаных балок из условий их устойчивости (см. табл. III.1.9). Для одностенчатых балок возможно также применение для поясов прокатных тавров [40], между которыми вваривается вертикальный лист. В поясах клепаных балок рекомендуется, чтобы площадь поясных уголков составляла не менее 30 % от площади пояса. Толщину уголков желательнее принимать не меньшей, чем толщина стенок. Ширина полок уголков $b_{\text{уг}} \approx 0,1h$, где h — высота балки, см. Ширина поясных листов назначается с таким расчетом, чтобы они перекрывали поясные уголки не менее чем на 10 мм с каждой стороны. Количество поясных листов следует брать возможно меньшим (1—3).

Толщины расчетных листов и профильных элементов при обычных покрытиях с учетом влияния коррозии принимаются не менее 4—6 мм, а при специальных антикоррозионных покрытиях — не менее 3 мм; ширины полок расчетных профильных элементов принимаются не менее 30 мм, а при наличии в них отверстий — не менее 50 мм.

Технические требования к крановым металлическим конструкциям, поставляемым в районы с холодным климатом (исполнение ХЛ по ГОСТ 15150—69), установлены ГОСТ 14892—69** [72].

Сортамент изделий из алюминиевых сплавов состоит из листов, изготавливаемых прокаткой, и профилей, изготавливаемых прессованием [0.41, 5, 73]. Листы по ГОСТ 21631—76* катятся толщиной до 10 мм, шириной 1000—2000 мм и длиной 2000—7000 мм.

Сортаменты прессованных профилей, по ГОСТ 13737—80 и ГОСТ 13738—80 (угловые профили) по ГОСТ 13621—79 и ГОСТ 13622—79 (тавровые и двутавровые профили), по ГОСТ 13623—80 и ГОСТ 13624—80 (швеллерные профили), как показывает практика, мало пригодны для краностроения. Для крановых конструкций следует пользоваться сортаментом прессованных профилей, разработанных для строительных конструкций; на рис. III.1.8 приведены некоторые типы профилей с указанием пределов изменения размеров их поперечных сечений [53]. В сортамент входят профили с бульбами и без бульб. На рис. III.1.8 дано принятое в сортаменте очертание бульбы (утолщения в зависимости от толщины стенки t), применяемой для повышения устойчивости полок прессованных профилей.

Сварные швы встык, воспринимающие продольные силы и имеющие расчетное сопротивление или допускаемое напряжение наплавленного металла, равное расчетному сопротивлению или допускаемому напряжению материала свариваемых элементов, должны выполняться прямыми с подваркой корня и выводом концов шва за пределы стыка (на подкладки); такие швы считаются равнопрочными с основным металлом и не требуют проверки расчетом [60].

При применении в стыковых швах наплавленного металла, расчетное сопротивление или допускаемое напряжение которого ниже, чем расчетное сопротивление или допускаемое напряжение материала свариваемых элементов, швы могут выполняться прямыми или косыми. Равнопрочным с целым элементом будет косой шов, направленный под углом $\alpha \leq 60^\circ$ к осевому усилию. Применение стыковых накладок не рекомендуется.

Напряжение в прямых стыковых швах, воспринимающих осевое усилие, проверяется по формулам:

$$N/l_{ш}\delta \leq m_k R_{св}; \quad (III.1.9)$$

$$\sigma = N/l_{ш}\delta \leq [\sigma_{св}],$$

где N — расчетные усилия, в формуле (III.1.9) с учетом коэффициентов перегрузки (см. п. 1.20); $l_{ш}$ — длина шва; δ — толщина шва, равная толщине стыкуемых листов, а при листах разной толщины — принимаемая равной толщине наиболее тонкого из листов; $R_{св}$ — расчетное сопротивление сварного шва встык растяжению или сжатию (см. табл. 1.5.14); m_k — коэффициент условий работы (1.5.80); $[\sigma_{св}]$ — допускаемое напряжение на растяжение или сжатие для сварного шва (см. табл. 1.5.22) и для алюминиевых конструкций [0.41, 62].

Стыковые швы, удовлетворяющие условию прочности при действии однократных наибольших напряжений, одновременно удовлетворяют и условию сопротивления усталости при действии переменных напряжений.

Все соединения с угловыми швами при работе на осевую продольную силу проверяются на срез по формулам:

$$N/\sum h l_{ш} \leq m_k R_y^{св}; \quad (III.1.10)$$

$$\tau = N/\sum h l_{ш} \leq [\tau_{св}], \quad (III.1.11)$$

где N — расчетные усилия, в формуле (III.1.10) — с учетом коэффициентов перегрузки (см. п. 1.20); h — расчетная высота сечения шва, $h = t_{ш}a$; $t_{ш}$ — коэффициент (табл. III.1.2); a — размер меньшего катета шва; b — размер большего катета шва; $R_y^{св}$ — расчетное сопротивление углового шва (см. табл. 1.5.14); m_k — коэффициент условий работы (1.5.80); $[\tau_{св}]$ — допускаемое напряжение на срез для сварного шва (см. табл. 1.5.22) и для алюминиевых конструкций [0.41, 62].

III.1.2. Величина $t_{ш} = h/a$ (отношений расчетных высот h сечений угловых швов к размеру меньшего катета шва a) [0.58]

Отношение катетов шва b/a	Ручная и полуавтоматическая сварка ¹	Автоматическая сварка ¹	Отношение катетов шва b/a	Ручная и полуавтоматическая сварка ¹	Автоматическая сварка ¹
1,0 1,5	0,7/0,4 0,8/0,6	1,0/0,7 1,0/0,9	2,0 2,5 и более	0,9/0,7 0,9/0,8	1,0/1,0 1,0/1,0

¹ Числитель — плоские швы, знаменатель — вогнутые.

При расчете соединения с угловыми швами не по действующим нагрузкам, а из условий равнопрочности соединения с сечением присоединяемого элемента площадью F , или при наличии отверстий площадью $F_{нт}$, наибольшее допускаемое усилие, если элемент растянут,

$$N = R_p m_k F_{нт} \quad \text{или} \quad N = [\sigma] F_{нт}, \quad (III.1.12)$$

а если сжат, то

$$N = \varphi R_p m_k F \quad \text{или} \quad N = \varphi [\sigma] F, \quad (III.1.13)$$

где R_p — расчетное сопротивление основного металла (см. табл. 1.5.11, 1.5.12, 1.5.13); m_k — коэффициент условий работы (1.5.80); $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для основного металла (см. табл. 1.5.19, 1.5.20, 1.5.21); φ — коэффициент продольного изгиба (см. табл. III.1.8).

При этом, если $\varphi F > F_{нт}$, для расчета сжатых элементов надо пользоваться формулами (III.1.12).

Сварные соединения, работающие на изгиб, рассчитываются по формулам, установленным для целого сечения, с расчетным сопротивлением согласно табл. 1.5.14 или с допускаемыми напряжениями согласно табл. 1.5.22; алюминиевые конструкции — в соответствии с работами [0.41, 62].

При одновременном действии в одном и том же сечении углового шва срезающих напряжений в двух направлениях расчет производится на равнодействующую этих напряжений. Угловые швы, удовлетворяющие условиям прочности при действии однократных наибольших напряжений, одновременно удовлетворяют условиям сопротивления усталости при действии переменных напряжений [55, 56, 94].

Болты и заклепки рассчитываются на срез по формулам:

$$N/(n n_{ср} \pi d^2/4) \leq m_k R_{ср}; \quad (III.1.14)$$

$$\tau = N/(n n_{ср} \pi d^2/4) \leq [\tau]; \quad (III.1.15)$$

на смятие — по формулам:

$$N/(n d \sum \delta) \leq m_k R_{см}; \quad (III.1.16)$$

$$\sigma_{см} = N/(nd \sum \delta) \leq [\sigma_{см}]; \quad (III.1.17)$$

на растяжение — по формулам для болтов:

$$N/(n\pi d_0^2/4) \leq m_k R_p; \quad (III.1.18)$$

$$\sigma = N/(n\pi d_0^2/4) \leq [\sigma]; \quad (III.1.19)$$

для заклепок:

$$N/(n\pi d^2/4) \leq m_k R_{отр}; \quad (III.1.20)$$

$$\sigma_{отр} = N/(n\pi d^2/4) \leq [\sigma_{отр}]. \quad (III.1.21)$$

Здесь N — расчетные продольные силы, равномерно распределяемые между болтами или заклепками соединения; в формулах (III.1.14), (III.1.16), (III.1.18) и (III.1.20) — с учетом коэффициентов перегрузки (см. п. I.20); n — число болтов или заклепок в соединении; $n_{ср}$ — число рабочих срезов одного болта или заклепки; d — наружный диаметр стержня болта или диаметр поставленной заклепки (диаметр отверстия); d_0 — внутренний диаметр резьбы болта; $\sum \delta$ — наименьшая суммарная толщина элементов, сминаемых в одном направлении; $R_{ср}$, $R_{см}$, R_p , $R_{отр}$, $[\tau]$, $[\sigma_{см}]$, $[\sigma]$, $[\sigma_{отр}]$ — расчетные сопротивления и допускаемые напряжения срез, смятию и растяжению болтов и заклепок (см. табл. I.5.15, I.5.23); m_k — коэффициент условий работы, определяемый по формуле (I.5.80), для алюминиевых конструкций — из работ [O.41, 62].

Есть примеры применения клеиметаллических соединений [39].

Болты и заклепки, работающие одновременно на срез и растяжение, проверяются отдельно на срез и на растяжение. Нагрузки заклепок на отрыв головок следует избегать, особенно если она вибрационная [36, 64]. Болты и заклепки, удовлетворяющие условиям прочности при действии однократных наибольших усилий, одновременно удовлетворяют условиям сопротивления усталости, а усталостные трещины возникают у отверстий в материале конструкции [75].

В креплениях одного элемента к другому через прокладки или иные промежуточные элементы, а также в креплениях с односторонней накладкой число болтов (заклепок) должно быть увеличено против расчета на 10 %. При прикреплении выступающих полок уголков или швеллеров с помощью коротышей число болтов (заклепок), прикрепляющих одну из полок коротыша, должно быть увеличено против расчета на 50 %.

Заклепки диаметром $d = 14$ – 23 мм обычно применяются с полукруглой (ГОСТ 10299—80) и в необходимых случаях с потайной (ГОСТ 10300—80) головками. Предельная толщина склепываемых элементов, как правило, не должна превышать $5d$; при общей толщине соединяемых частей более $5d$ рекомендуется применять болты: для вспомогательных элементов — черные (ГОСТ 7798—70*), для основных — чистые (ГОСТ 7817—80*)

III.1.3. Размещение заклепок и болтов

Характеристика расстояния	Величина расстояния	
	в стальных конструкциях [O.61]	в алюминиевых конструкциях [5.62]
Расстояние между центрами заклепок и болтов в любом направлении:		
минимальное:		
для заклепок	$3d$	$3d$
» болтов	$2,5d^1$	$3,5d$
максимальное в крайних рядах при отсутствии окаймляющих уголков:		
при растяжении и сжатии	$8d$ или $12\delta^2$	$5d$ или 10δ
максимальное в средних рядах, а также в крайних рядах при наличии окаймляющих уголков:		
при растяжении	$16d$ или 24δ	$12d$ или 20δ
» сжатии	$12d$ или 18δ	$10d$ или 14δ
Расстояние от центра заклепки или болта до края элемента:		
минимальное вдоль усилия	$2d$	$2,5d$
то же, поперек усилия:		
при обрезных кромках	$1,5d$	$2,5d$
» прокатных »	$1,2d$	$2d$
максимальное	$4d$ или 8δ	$6d$
минимальное для высокопрочных болтов при любой кромке и любых направлениях усилия	$1,3d$	—

¹ В соединяемых элементах из стали с пределом текучести св. 380 МПа минимальное расстояние между болтами следует принимать равным $3d$, где d — диаметр отверстия для заклепки или болта; ² δ — толщина наиболее тонкого наружного элемента пакета.

и полустылые (ГОСТ 7798—70*). Для основных монтажных элементов целесообразно применение высокопрочных болтов.

Размещение заклепок и болтов (в том числе высокопрочных) производится в соответствии с указанными в табл. III.1.3 нормативными ограничениями. В стыках и узлах болты и заклепки надлежит размещать на минимальных расстояниях; соединительные заклепки и болты, служащие для скрепления элементов составных сечений, размещают на максимальных расстояниях. В рабочих элементах конструкций число заклепок или болтов, прикрепляющих элемент в узле или расположенных по одну сторону стыка, должно быть не менее двух. Под гайки болтов следует устанавливать круглые шайбы по ГОСТ 11371—78.

В целях исключения образования коррозии в месте контакта алюминиевых сплавов со сталью необходимо изолировать соприкасающиеся поверхности долговечными прокладками, например оцинкованными стальными, а стальные болты оцинковать или кадмировать. Для исключения местного повреждения алюминиевых сплавов в момент стягивания болта под головки и гайки болтов

устанавливаются шайбы. При выполнении шайб из стали они должны быть оцинкованы или кадмированы.

При расчете комбинированных соединений — заклепочных и сварных швов для усиливаемых конструкций — считают, что усилие целиком передается на сварной шов. Применение в новых конструкциях комбинированных соединений (клепка — сварка; болты — сварка), работающих совместно, не допускается.

При применении высокопрочных болтов из стали 40X «селект» (сталь с суженными пределами содержания углерода от 0,37 до 0,42 % и временным сопротивлением σ_b от 1100 до 1300 Н/мм² для d от 16 до 27 мм и от 950 до 1150 Н/мм² для $d = 30$ мм) по ГОСТ 22356—77 с термической обработкой болты устанавливаются в отверстия с зазорами (диаметр отверстия на 1—3 мм больше диаметра болта), а передача усилий в соединениях происходит исключительно за счет трения между соединяемыми элементами. Для предохранения поверхности соединяемых элементов от смятия под гайки и головки болтов ставятся термообработанные шайбы по ГОСТ 22355—77. Специальные средства стопорения гаек в соединениях на высокопрочных болтах не требуются. Для затягивания гаек высокопрочных болтов применяют динамометрические ключи, обеспечивающие контролируемую величину натяжения болтов [О.21, 18, 100].

стыки и соединения с применением высокопрочных болтов рассчитываются в предположении равномерного распределения усилий между болтами вдоль направления их действия, элементы на прочность при действии однократных наибольших усилий — с учетом ослаблений сечений отверстиями для болтов, а на сопротивление усталости — без учета ослаблений отверстиями.

Расчетное усилие, которое может быть воспринято каждой поверхностью трения соединяемых элементов (т. е. каждым контактом рабочих поверхностей), стянутым одним высокопрочным болтом, определяется по формуле

$$N_b = mP\mu, \quad (III.1.22)$$

где m — коэффициент, принимаемый равным 0,9 для стальных и 0,8 для алюминиевых конструкций (учитывает возможное уменьшение натяжения болта из-за обмятия поверхностей контактов и т. п.); P — осевое усилие натяжения болта; μ — коэффициент трения, принимаемый по табл. III.1.4.

Осевое усилие натяжения высокопрочных болтов P принимается в зависимости от механических свойств болтов после их термической обработки равным 70 % от разрушающей нагрузки при разрыве болта и определяется по формуле

$$P = 0,7\sigma_b F_{нт}, \quad (III.1.23)$$

где σ_b — временное сопротивление разрыву стали высокопрочных болтов после термической обработки в готовом изделии (болте); $F_{нт}$ — площадь сечения болта нетто (по резьбе).

III.1.4. Значения коэффициента трения μ в формуле (III.1.22)

Предварительная обработка соединяемых поверхностей	Значения μ для соединяемых элементов конструкций из	
	углеродистой стали [О. 61]	алюминия [5, 62]
Пневматическая (песком, металлическим порошком и т. п.) или обжиг	0,50 ²	0,45 ¹
Стальными проволочными щетками	0,35	—
Травление поверхности	—	0,40
Без обработки (после обезжиривания) ³	—	0,15
Без очистки (при частичной смене заклепок или болтов)	0,25	—

¹ Пескоструйная очистка. ² Для низколегированной стали 0,55. ³ Применение высокопрочных болтов в таких условиях не рекомендуется.

Расчетные данные для высокопрочных болтов приведены в табл. III.1.5.

Соединения поясов составных балок со стенкой. Сварные швы и заклепки, соединяющие стенки и пояса составных двутавровых балок, в зависимости от характера нагрузки рассчитываются по следующим формулам:

для неподвижной нагрузки (распределенной и сосредоточенной):
при угловых швах —

$$QS_n/(2hJ) \leq m_k R_y^{cb}; \quad (III.1.24)$$

$$\tau = QS_n/(2hJ) \leq [\tau_{cb}]; \quad (III.1.25)$$

при заклепках —

$$aQS_n/J \leq N_{зак}; \quad (III.1.26)$$

$$aQS_n/J \leq [N_{зак}]; \quad (III.1.27)$$

для подвижной сосредоточенной нагрузки:
при угловых швах —

$$\frac{1}{2h} \sqrt{\left(\frac{QS_n}{J}\right)^2 + \left(\frac{P}{z}\right)^2} \leq m_k R_y^{cb}; \quad (III.1.28)$$



$$\tau = \frac{1}{2h} \sqrt{\left(\frac{QS_n}{J}\right)^2 + \left(\frac{P}{z}\right)^2} \leq [\tau_{cb}]; \quad (III.1.29)$$

при заклепках —

$$a \sqrt{\left(\frac{QS_n}{J}\right)^2 + \left(\frac{\alpha P}{z}\right)^2} \leq N_{зак}; \quad (III.1.30)$$

$$a \sqrt{\left(\frac{QS_n}{J}\right)^2 + \left(\frac{\alpha P}{z}\right)^2} \leq [N_{зак}]. \quad (III.1.31)$$

III.1.5. Необходимый момент на ключе и передаваемые усилия одним высокопрочным болтом

Диаметр болта	Площадь сечения болта нетто, см ² [О.61]	Усилие предварительной затяжки болта, кН	Необходимый момент на ключе при затяжке болта, кНм	Усилие (кН), передаваемое одним высокопрочным болтом, при расчете на прочность					
				Соединение с одной плоскостью трения			Соединение с двумя плоскостями трения		
									
				В конструкциях из			В конструкциях из		
углеродистой стали	низколегированной стали	алюминия	углеродистой стали	низколегированной стали	алюминия				
M16	1,57	121	368	54,5	60,4	49,0	109	121	98
M18	1,92	148	506	66,5	74,0	60,0	133	148	120
M20	2,45	189	719	85	94,5	76,5	170	189	153
M22	3,03	233	975	105	116,0	94,5	210	232	189
M24	3,52	271	1235	122	135,0	110,0	244	270	220
M27	4,59	353	1810	159	176,0	143,0	318	352	286
M30	5,60	373	2120	168	186,0	151,0	336	372	302

Примечания: 1. В формуле (III.1.23) принято $\sigma_B = 1100 \text{ Н/мм}^2$ для d от 16 до 27 и 950 для $d = 30$ (ГОСТ 22356-77). 2. Способ предварительной обработки соединяемых поверхностей соответствует значениям $\mu = 0,50$ для конструкций из углеродистых сталей, $\mu = 0,55$ для конструкций из низколегированной стали и $\mu = 0,45$ для конструкций из алюминия (см. табл. III.1.4). 3. Необходимый момент на ключе при затяжке болта $M = kPd$ (кНм), где P — усилие предварительной затяжки болта, кН; d — номинальный диаметр болта, мм; k — коэффициент закручивания, который для смазанной резьбы гаек равен 1,9 [100].

Здесь Q — наибольшая поперечная сила в рассматриваемом сечении; в формулах (III.1.24), (II.1.26), (III.1.28) и (III.1.30) с учетом коэффициентов перегрузки; S_n, J — см. формулы (III.1.68) и (III.1.69); $h, R_y^{CB}, m_k, [\tau_{CB}]$ — см. формулы (III.1.10) и (III.1.11); $N_{зак}$ [N_{зак}] — меньшее из двух значений расчетного усилия на одну заклепку, принимаемое равным: $N_{зак} = n_{ср} \times \pi d^2 / m_k R_{ср}^{зак} / 4$ [N_{зак}] = $n_{ср} \pi d^2 / [\tau_{зак}] / 4$ при расчете на срез; $N_{зак} = d \sum \delta m_k R_{см}^{зак}$ [N_{зак}] = $d \sum \delta [\sigma_{см}^{зак}]$ при расчете на смятие; $R_{ср}^{зак}$ и $R_{см}^{зак}$, $[\tau_{зак}]$, $[\sigma_{см}^{зак}]$ принимаются по табл. I.5.15 и I.5.23; P — расчетное давление колеса тележки (крана) в формулах (III.1.28) и (III.1.30) с учетом коэффициентов перегрузки; z — условная длина распределения давления сосредоточенного груза [13,23]; α — коэффициент, принимаемый равным 0,4 — при нагрузке по верхнему поясу клепаной балки, в которой стенка пристрогана к верхнему поясу, и 1, при отсутствии пристройки стенки, а также при нагрузке по нижнему поясу; a — шаг поясных заклепок.

При неподвижной сосредоточенной нагрузке, приложенной к верхнему поясу, предусматривается, что в местах приложения

грузов имеются ребра жесткости, приваренные или плотно пригнанные к верхнему поясу. При отсутствии указанных ребер расчет прикрепления верхнего пояса ведется так же, как для подвижной сосредоточенной нагрузки.

При приложении неподвижной сосредоточенной нагрузки к нижнему поясу балки сварные швы и заклепки, прикрепляющие этот пояс к стенке, рассчитываются по формулам (III.1.28)—(III.1.31) независимо от наличия ребер жесткости в местах приложения грузов.

Сварные поясные швы, выполненные с проваром на всю толщину стенки, считаются равнопрочными со стенкой. Прочность сварных швов и заклепок, прикрепляющих пояс двухстенчатой балки, у которой рельс расположен не над стенкой, проверяется по формулам (III.1.24)—(III.1.27).

Шарнирные соединения и опорные части. Шарниры неподвижных или редко поворачивающихся соединений отдельных частей металлических конструкций осуществляются на осях (рис. III.1.10).

При закреплении осей в листах последние проверяются на смятие (сжатие) по диаметральной площади по формуле

$$\sigma = P/d\delta \leq [\sigma], \quad (III.1.32)$$

где δ — толщина сминаемых частей; $[\sigma]$ — см. в табл. I.5.19, I.5.20, I.5.21.

На рис. III.1.11 показана расчетная схема листовой проушины. Наибольшие напряжения возникают по сечению 1—1 на внутренних и по сечению 2—2 на наружном волокнах. Наибольшие напряжения σ_1 в сечении 1—1 у проушины толщиной t в зависимости от номинальных напряжений σ_H определяются по формуле [O.17, O.21, O.34, O.45, 41, 98]

$$\sigma_1 = k_\alpha \sigma_H = k_\alpha P / (B - d) t \leq 0,85 \sigma_T, \quad (III.1.33)$$

где коэффициент концентрации напряжений $k_\alpha \approx 4$ для $\alpha = 0 \div 20^\circ$, что характерно для осей крановых стальных конструкций, и при изменении размеров B/d от 1,5 до 3,5. При больших углах α вплоть до $\alpha = 90^\circ$ значения k_α уменьшаются. Значение $0,85 \sigma_T$ соответствует пределу пропорциональности у стали.

Значение σ_1 уменьшается на 10 % при увеличении сечения 2—2 по сравнению с сечением 1—1 на 25 % и на 15 % — при увеличении сечения 2—2 в 1,5 раза.

Для учета явлений усталости в формулу (III.1.33) вместо k_α вводится эффективный коэффициент концентрации напряжений $K = 0,7k_\alpha = 0,7 \cdot 4 = 2,8$ и $\sigma_1 \leq \sigma_{RK}$ (разд. I, гл. 5).

У шарниров свободного касания в точке или по линии (рис. III.1.12) наибольшие нормальные напряжения σ в центре площадки соприкосновения, если их определять по формулам Герца [O.58, 65], ограничиваются соответствующими значениями до-

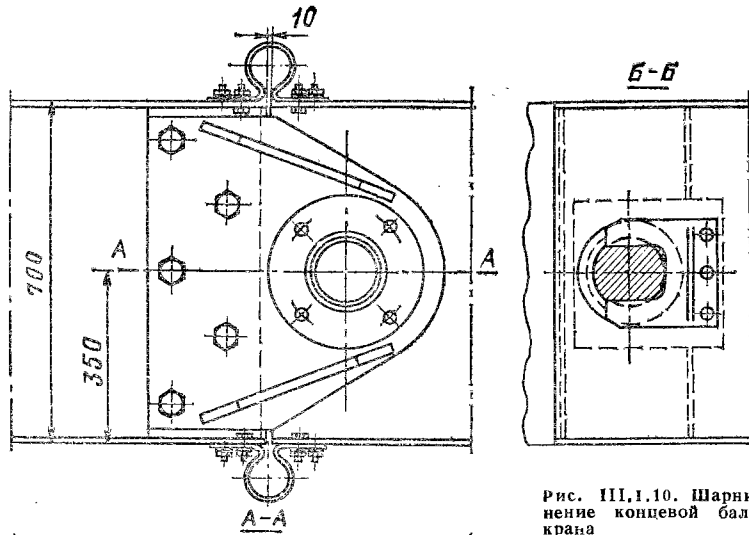


Рис. III.1.10. Шарнирное соединение концевой балки мостового крана

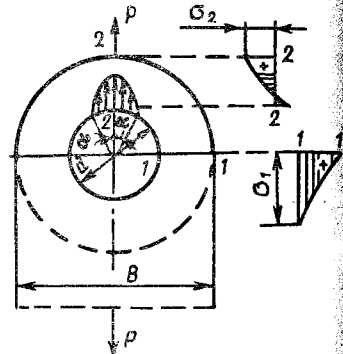
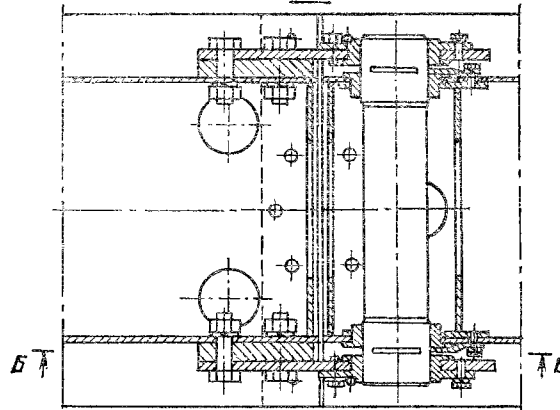


Рис. III.1.11. Схема к расчету прочности

пускаемых напряжений. Об условности такого метода расчета см. т. 2, п. V.8.

Современным методом расчета считается расчет, учитывающий объемное напряженное состояние в зоне контакта¹. По энергетической теории прочности расчетное (приведенное) напряжение

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq [\sigma], \quad (\text{III.1.34})$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при простом сжатии. При линейном контакте напряжения σ (МПа) определяются по формуле (см. т. 2, п. V.8)

$$\sigma = 240 \sqrt{P/(BR_1)} \leq [\sigma], \quad (\text{III.1.35})$$

¹ Б. С. Ковальский. Расчет деталей ва местное сжатие. Харьков, Харьковское Высшее командно-инженерное училище, 1967. 222 с.

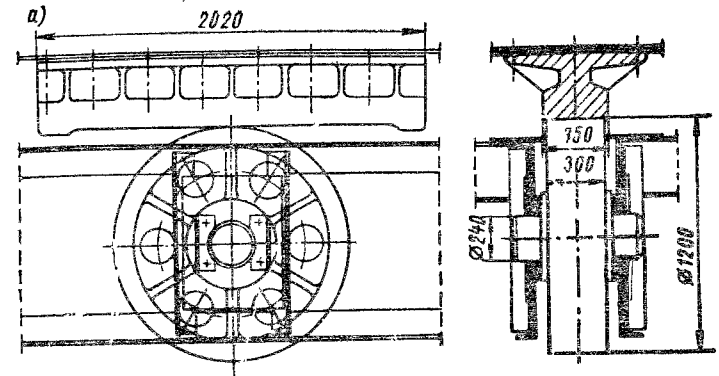
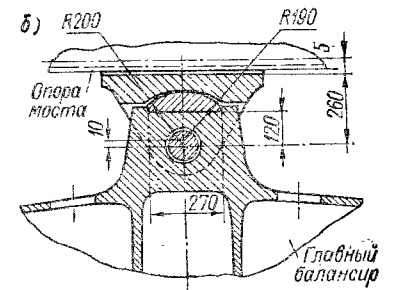


Рис. III.1.12. Шарниры опорных частей: а — цилиндрический гибкой опоры мостового перегружателя; б — цилиндрический главного балансира ходовой части моста



где P — максимальная нагрузка, кН; B — полезная ширина соприкасающихся поверхностей, см; R_1 — приведенный радиус, см; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, МПа (см. табл. III.1.6).

При внешнем касании двух параллельных цилиндров диаметрами D_1 и D_2 (см)

$$\sigma = 240 \sqrt{P(2/D_1 + 2/D_2)/B}. \quad (\text{III.1.36})$$

При внутреннем касании двух параллельных цилиндров при $D_1 > D_2$ (см)

$$\sigma = 240 \sqrt{P(2/D_2 - 2/D_1)/B}. \quad (\text{III.1.37})$$

При касании цилиндра диаметром D с плоскостью

$$\sigma = 240 \sqrt{2P/(BD)}. \quad (\text{III.1.38})$$

При точечном контакте напряжения σ определяются по формуле (см. т. 2, п. V.8)

$$\sigma = 7500k \sqrt[3]{P/R_1^2} \leq [\sigma], \quad (\text{III.1.39})$$

где k — коэффициент, зависящий от отношения приведенных радиусов кривизны R_2/R_1 .

При касании шара диаметром d с плоскостью $k = 0,09$, $1/R_1 = 4/d$ и напряжение

$$\sigma = 675 \sqrt[3]{16P/d^2}. \quad (\text{III.1.40})$$

Принципы конструирования соединений и узлов конструкций, обладающих повышенным сопротивлением усталости [O.21, 77].

III.1.6. Допускаемые напряжения $[\sigma]$ по формулам (III.1.34)—(III.1.40) в шарнирах свободного касания

Вид заготовки	Марка материала	Вид термообработки	Твердость по Бринеллю НВ	$[\sigma]$
Поковка	Сталь 45 (ГОСТ 1050—74)	Нормализация Закалка, отпуск То же » »	200	610
	Сталь 50 (ГОСТ 1050—74)		240	700
	Сталь 75 и 65Г (ГОСТ 14959—79)		300	800
	То же »		330 350	860 890
Прокат	Сталь 75 и 65Г (ГОСТ 14959—79)	Закалка, отпуск	350	920
	Сталь (ГОСТ 10791—81)		320	860
Отливки	Сталь 55 (ГОСТ 977—75)	Отжиг	190	560
	Сталь 35ГЛ (ГОСТ 977—75)		210	600

Примечание. Для временно работающих кранов (монтажные, некоторые строительные и др.) указанные напряжения могут быть повышены на 10 %.

Основное условие получения повышенного сопротивления усталости конструкции заключается в снижении концентрации напряжений в соединениях, местах изменения сечений элементов и т. п. Этим требованиям листовые конструкции со стыковыми швами соответствуют больше, чем конструкции из профильного проката, соединяемые главным образом угловыми швами, дающими высокую концентрацию напряжений (см. рис. I.5.2). Кроме того, последние изготавливаются с помощью ручной сварки, а листовые конструкции — с широким использованием автоматической сварки.

Основные крановые листовые конструкции состоят из одностенчатых и коробчатых балок (см. рис. III.1.6). Сварные швы балок должны быть непрерывными (см. табл. I.5.1, поз. 24), а количество их минимальным. Важным для уменьшения концентрации напряжений является провар стенки, что видно из сопоставления эпюр напряжений на рис. I.5.2. Углы в листах не должны быть острыми, или должны иметь малые радиусы кривизны. Вместо сварки по возможности следует применять гибку, особенно в алюминиевых конструкциях (см. рис. III.1.3, III.1.6).

Сложные сварные узлы, к которым крепятся механические узлы, в ряде случаев целесообразно заменять стальной отливкой, привариваемой к конструкции. Подробные исследования таких крановых узлов в условиях циклического нагружения это подтверждают [85].

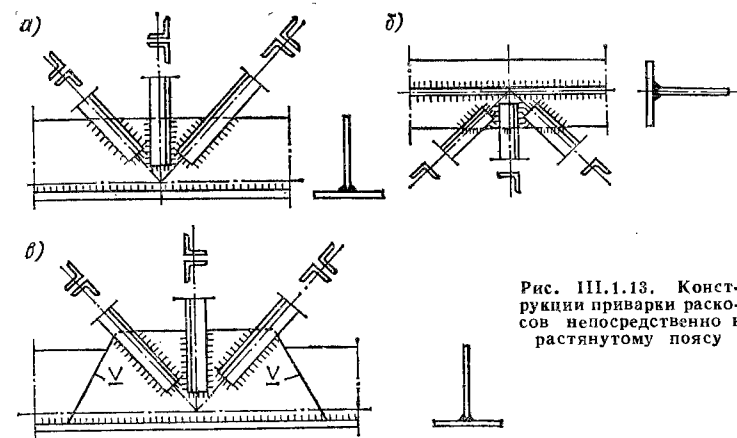


Рис. III.1.13. Конструкции приварки раскосов непосредственно к растянутому поясу

Сварные, составленные из листов пояса ферм решетчатых конструкций, имеют безусловное преимущество по сравнению с составными сечениями поясов из профильной стали с соединительными планками (см. табл. I.5.1, поз. I.21, $K \geq 3,2$). Сопротивление усталости сварного растянутого пояса, составленного из листов, зависит от конструкции присоединения к нему раскосов вертикальных и горизонтальных ферм. Если раскосы непосредственно привариваются к поясу (рис. III.1.13, а, б), то приваривающие их швы являются по отношению к поясу лобовыми ($K = 2,0 \div 3,2$; см. табл. I.5.1, поз. I.19). Чтобы уменьшить сечение пояса, можно в местах присоединения раскосов делать вставки большей толщины и высоты по сравнению с поясным листом (рис. III.1.13, в). Если раскосы присоединяются к поясу с помощью косынок, привариваемых встык, то при конструкции по рис. III.1.14, а $K = 1,4 \div 2,2$ (см. табл. I.5.1, поз. 13), а при конструкции по рис. III.1.14, б для вертикальных и по рис. III.1.14, в для горизонтальных ферм $K = 1,6 \div 2,2$ (см. табл. I.5.1, поз. 26). Если косынка имеет прямоугольную форму, то при конструкции по рис. III.1.14, г, д $K = 2,0 \div 3,6$ (поз. 26, табл. I.5.1), а при конструкции по рис. III.1.14, е $K = 1,4 \div 2,2$ (см. табл. I.5.1, поз. 13).

Сопротивление усталости раскосов зависит от конструкции их прикрепления. К фланговым швам рекомендуется добавлять лобовые. В присоединениях несимметричных профилей (рис. III.1.13) швы следует размещать так, чтобы их общий центр тяжести совпадал с центром тяжести привариваемого профиля, а если это невозможно, то необходимо учесть в стержне напряжения, вызванные эксцентриситетом.

Узлы трубчатых ферм (рис. III.1.15), образованные с помощью стыковых швов (рис. III.1.15, д), обладают лучшим сопротивлением усталости, чем с помощью угловых швов (рис. III.1.15, и). Поскольку плотная пригонка подкладных колец затруднительна,

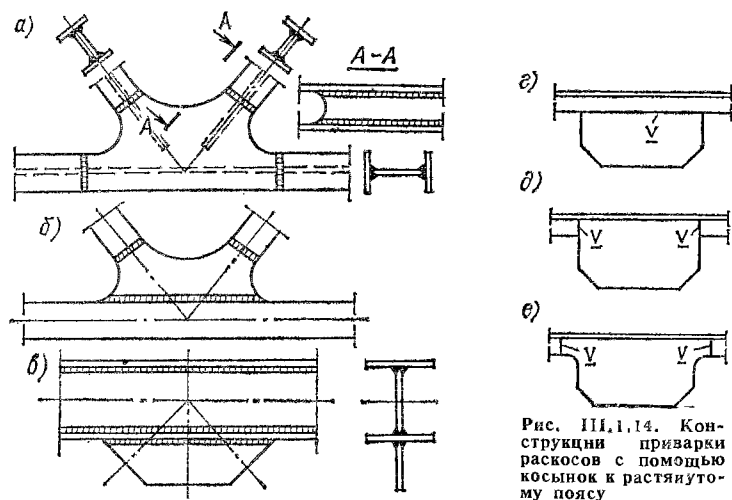


Рис. III.1.14. Конструкции приварки раскосов с помощью косынок к растянутому поясу

стык по рис. III.1.15, *в* имеет преимущество перед стыками по рис. III.1.15, *а*, *б*. Присоединение раскосов при открытых торцах труб (рис. III.1.15, *к*) обладает низким сопротивлением усталости; кроме того, в этом случае внутрь трубы может попадать влага, что особенно опасно в случае последующего ее замерзания внутри трубы.

Стыки. Заводские стыки отдельных элементов составной балки могут находиться в различных сечениях по ее длине или быть совмещены в одном сечении; монтажные стыки всегда совмещенные.

Стык каждого элемента составного сечения балки рассчитывается на усилие, передаваемое этим элементом. Изгибающий момент, приходящийся на вертикальную стенку,

$$M_{от} = MJ_{от}/J; \quad (III.1.41)$$

усилие, приходящееся на пояс,

$$N = (M - M_{от})/h, \quad (III.1.42)$$

поперечную силу считают полностью передающейся на вертикальную стенку. Здесь M — изгибающий момент в данном сечении балки; $J_{от}$ — момент инерции вертикальной стенки; J — момент инерции всей балки; h — расстояние между центрами тяжести поясов.

Для ответственных составных балок в сильно нагруженных сечениях предпочтительным является расчет не по действующим усилиям, а по равнопрочности в отношении каждого из элементов балки в отдельности.

Стыковые соединения стенок и поясов сварных балок следует осуществлять прямыми швами без накладок. Когда требуется равнопрочность, для растянутых поясов можно применять косые

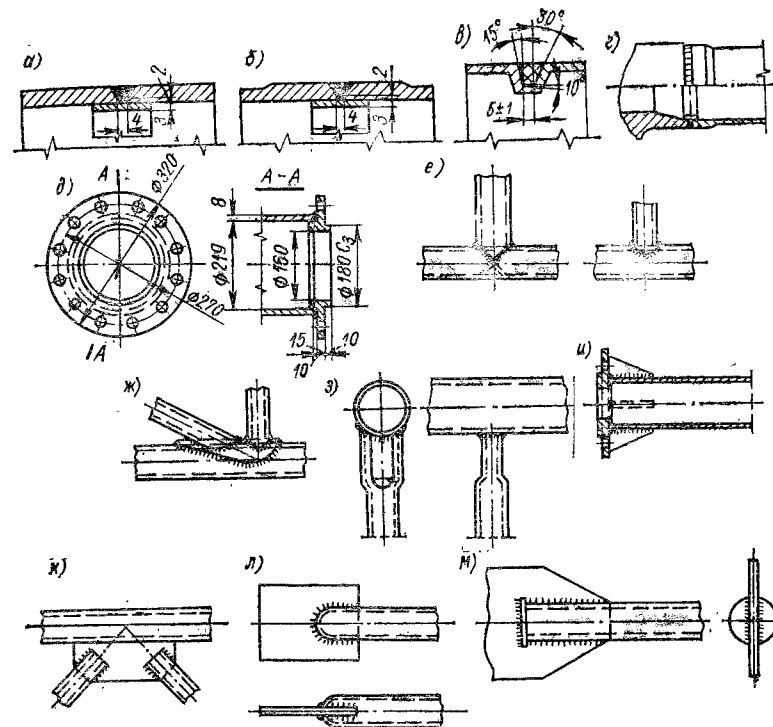


Рис. III.1.15. Конструкции узлов трубчатых ферм: *а* — стыковое соединение труб с помощью подкладного кольца; *б* — то же, при осадке концов труб; *в* — то же при обкатке нагреваемых токами высокой частоты концов труб; *г*, *д* — при соединении труб встык к отливкам и поковкам с помощью подкладного кольца и заточки; *е*, *ж*, *з*, *и* — стыковые соединения труб угловыми швами с укреплениями труб диафрагмами (*е*), накладками (*ж*) и косынками (*и*); *к*, *л*, *м* — присоединение трубчатых раскосов с открытыми торцами труб (*к*), окуполенными (*л*) и закрытыми косынками (*м*)

стыки. Рекомендуется не совмещать в одном сечении стыки стенок и поясов.

В болтовых (заклепочных) стыках балок сечения стыковых накладок должны обеспечить прочность сечения балки и число болтов (заклепок) с обеих сторон от оси стыка должно быть достаточным для передачи соответствующих усилий.

Типы стыков клепаемых балок приведены в работе [4]; примеры болтовых (заклепочных) стыков даны на рис. III.1.16. В соответствии с расчетной схемой стыка стенки, приведенной на рис. III.1.16, *г*, равнодействующая усилия, приходящегося на один болт крайнего ряда,

$$T = \sqrt{(N_1/n)^2 + (Q/mn)^2}, \quad (III.1.43)$$

где N_1 — усилие, приходящееся на крайний ряд болтов (заклепок), $N_1 = M_{ст}y_1/\sum y_i^2$; n , m — число болтов (заклепок) в гори-

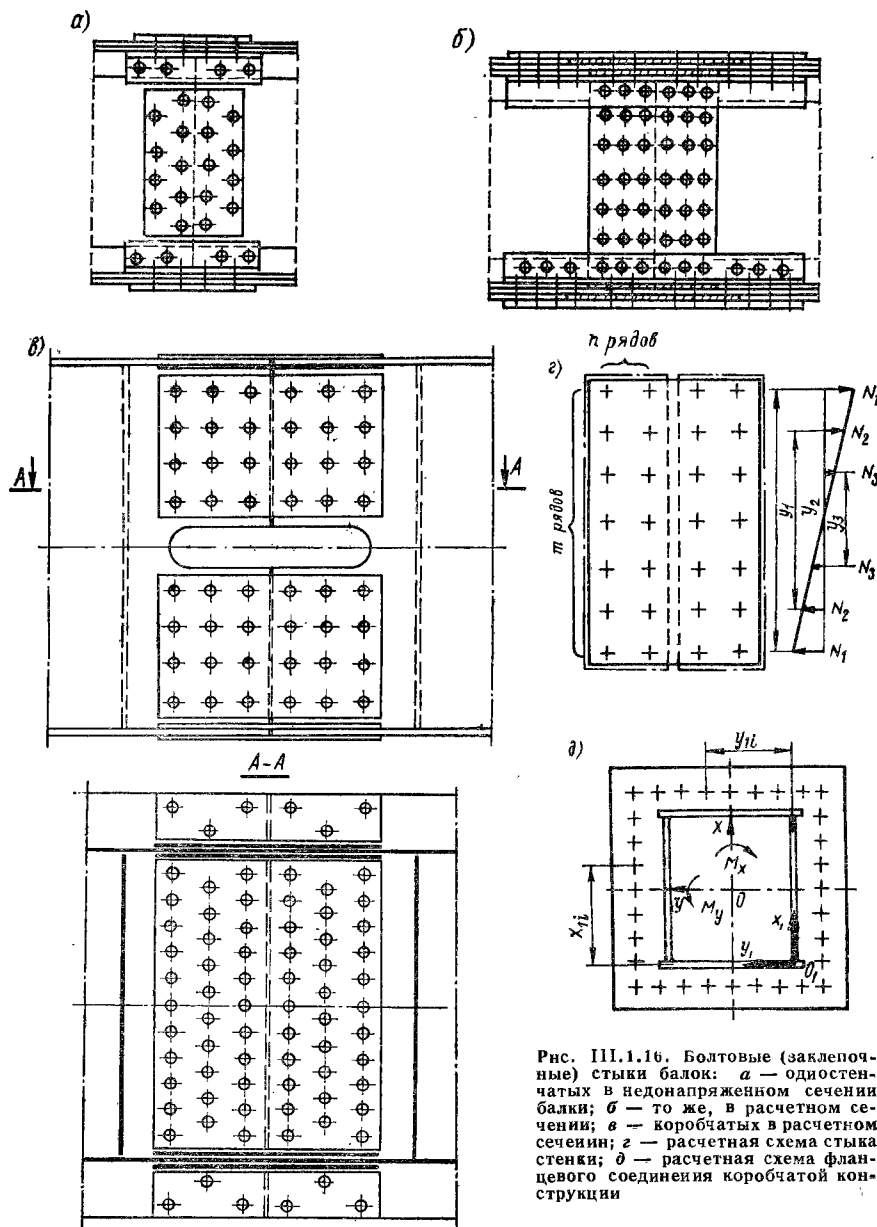


Рис. III.1.16. Болтовые (заклепочные) стыки балок: а — одностенчатых в ненапряженном сечении балки; б — то же, в расчетном сечении; в — коробчатых в расчетном сечении; г — расчетная схема стыка стенки; д — расчетная схема фланцевого соединения коробчатой конструкции

зонтально и вертикальном рядах; Q — наибольшая поперечная сила в рассматриваемом сечении.

Стыки трубчатых элементов при неосуществимости подварки стыкового шва изнутри следует производить с помощью

плотно пригнанных подкладных колец, вставляемых в трубы (рис. III.1.15, а, б), или с помощью конусного замка (конструкция ЛЗПТО им. С. М. Кирова), осуществляемого методом пластической деформации путем нагрева концов соединяемых труб токами высокой частоты (рис. III.1.15, в).

Растягивающие напряжения в болтах фланцевых соединений коробчатых конструкций (рис. III.1.16, д) [О.21]

$$\sigma = (2,7 \div 3,0) (N / \sum F_b + M_y x_{1i} / J_y + M_x y_{1i} / J_x), \quad (III.1.44)$$

где N — продольная растягивающая сила; M_x, M_y — моменты, изгибающие фланцевое соединение в двух перпендикулярных плоскостях; $\sum F_b$ — площадь сечения всех болтов соединения по

внутреннему диаметру резьбы; $J_y = \sum_1^n F_b x_{1i}^2$; $J_x = \sum_1^n F_b y_{1i}^2$ —

моменты инерции сечений болтов стыка относительно осей x_1 и y_1 ; n — число болтов в соединении по одну сторону от осей x_1 и y_1 . Коэффициент $(2,7 \div 3,0) = k_0 + k_1$, где $k_0 = 1,3 \div 1,5$ (меньшие значения при контролируемой затяжке) исключает раскрытие стыка (при действии постоянных нагрузок $k_0 = 0$); $k_1 = 1,4 \div 1,5$ (учитывает некоторую неравномерность в распределении напряжений в болтах по ширине фланца).

Если продольная сила N сжимающая, она передается через торцы фланцев и болты не нагружает. При наличии перерезывающей силы она должна восприниматься штифтами или другими специальными устройствами. Если болтовые фланцевые соединения осуществляют без механической обработки фланцев по кондуктору, то следует применять высокопрочные болты. Такое соединение целесообразно при индивидуальном изготовлении. Быстроразъемные стыковые соединения секций башен башенных кранов все чаще выполняют на пальцевых соединениях, которые в значительно большей степени удовлетворяют требованиям быстроразъемных соединений [О.7, 43]. Расположение монтажных стыков на металлических конструкциях зависит от условий их транспортировки к месту установки (см. п. III.5) и от способа их монтажа [О.81].

III.3. Расчет элементов металлических конструкций на осевую силу

Сечения растянутых элементов должны удовлетворять условиям прочности и жесткости.

Условия прочности при действии однократных наибольших усилий выражаются формулами:

$$N / F_{нт} \leq m_k R_p; \quad (III.1.45)$$

$$\sigma = N / F_{нт} \leq [\sigma], \quad (III.1.46)$$

а при действии переменных усилий

$$\sigma_{пр} \leq m_k R;$$

$$\sigma_{пр} \leq [\sigma_{RK}],$$

где N — расчетные усилия, в формуле (III.1.45) величина N дается с учетом коэффициентов перегрузки (см. п. I.20) соответственно методу предельных состояний; R и $[\sigma]$, $[\sigma_{RK}]$ — см. табл. I.5.11, I.5.13, I.5.17, I.5.18, I.5.19 и I.5.21; m_k — коэффициент условий работы (I.5.80); F и $F_{нт}$ — площади поперечного сечения брутто и нетто [для клепаных конструкций $F_{нт} = (0,9 \div 0,8) F$].

При внецентренном приложении силы с эксцентриситетом e в стержне возникает изгибающий момент $M = Ne$, и условие прочности при действии однократных наибольших усилий принимает вид

$$\sigma = N/F_{нт} + M/W_{нт} \leq [\sigma], \quad (III.1.47)$$

а при действии переменных усилий расчет производится по формулам (I.5.80) и (I.5.88) при соответствующем определении значений $\sigma_{пр}$.

Стыки растянутых поясов ферменных конструкций, составленные из уголков или других прокатных профилей, в кранах режимов 4К—8К, а также независимо от их режимов работы, но эксплуатируемых при температуре ниже -20°C , должны быть выполнены соединением встык без накладок с разделкой кромок в соответствии с толщиной последних и с контролируемым полным проваром.

Условие жесткости ограничивает гибкость (табл. III.1.7)

$$\lambda = l/r_{\min}, \quad (III.1.48)$$

где l — расчетная длина стержня (см. ниже); $r_{\min} = \sqrt{J_{\min}/F}$ — минимальный радиус инерции сечения; для J_{\min} и F берутся значения брутто.

Сечения центрально сжатых элементов постоянного по длине сечения подбираются из условия устойчивости

$$\sigma = N/F \leq \varphi [\sigma] \quad \text{или} \quad N/F \leq m_k \varphi R_p \quad (III.1.49)$$

либо из условий прочности (III.1.45), (III.1.46), (I.5.80) и (I.5.88). Здесь φ — коэффициент продольного изгиба, принимаемый в функции гибкости λ . Значения коэффициента φ приведены в табл. III.1.8, а расчетные формулы — в работе [O.61].

Если сжатый элемент имеет не шарнирно опертые концы, что соответствует расчетной схеме стержней ферм, а иное их закрепление, в формуле (III.1.48) вместо длины стержня l принимается приведенная длина μl , где коэффициент длины μ имеет следующие значения: $\mu = 0,7$ (один конец заделан, а другой имеет шарнирную опору); $\mu = 0,5$ (оба конца заделаны, причем один может перемещаться вместе с заделкой); $\mu = 2$ (один конец заделан, а другой свободен).

III.1.7. Предельные гибкости элементов

Элементы конструкций	Сжатые элементы		Растянутые элементы	
	Сталь	Алюминиевые сплавы ¹	Сталь	Алюминиевые сплавы
Пояса главных ферм Одностержневые конструкции стрел, колонн, мачт	120 120—150	100 100—120	150 150—180	120 120—150
Остальные стержни главных ферм и пояса вспомогательных ферм	150	120	200—250	180—200
Все прочие стержни	200—250	150	250—350	250

¹ Приведенные данные относятся к элементам с сечением, симметричным относительно направления действия сил. При сечении, несимметричных относительно направления действия сил, предельные гибкости рекомендуется уменьшать на 30 % [5].

III.1.8. Коэффициенты φ продольного изгиба центрально сжатых элементов

Гибкость элементов λ	Сталь ² [O. 61]		Алюминиевые сплавы ² [5, 62]		Гибкость элементов λ	Сталь ² [O. 61]		Алюминиевые сплавы ² [5, 62]	
	Малоуглеродистая (см. табл. I.1.1)	Низколегированная ¹ (см. табл. I.1.6)	AMr5	AMr6		Малоуглеродистая (см. табл. I.1.1)	Низколегированная ¹ (см. табл. I.1.6)	AMr5	AMr6
0	1,00	1,00	1,00	1,00	120	0,42	0,32	0,28	0,24
40	0,89	0,87	0,88	0,83	130	0,36	0,28	0,24	0,21
50	0,85	0,82	0,78	0,73	140	0,32	0,24	0,21	0,18
60	0,80	0,77	0,69	0,63	150	0,28	0,21	0,18	0,16
70	0,75	0,69	0,60	0,54	160	0,24	0,19	—	—
80	0,69	0,60	0,53	0,46	180	0,20	0,15	—	—
90	0,61	0,52	0,46	0,39	200	0,16	0,12	—	—
100	0,54	0,45	0,40	0,33	220	0,14	0,10	—	—
110	0,48	0,38	0,34	0,28					

¹ Для стали марки 10ХСНД φ в среднем меньше: для $\lambda = 40 \div 60$ на 3 %, для $\lambda = 70 \div 100$ на 5 %, для $\lambda > 100$ на 7 %. ² Значения φ приведены с округлением до двух значащих цифр.

Значения коэффициента μ для стержней с промежуточной опорой приведены в работе [O.58]. Если заделанные концы опор не жесткие, а податливые, то устойчивость стержня может значительно ухудшиться [9,93].

Стержни из одиночных уголков рассчитываются на центральное растяжение по формулам (III.1.45) и (III.1.46), на центральное сжатие по формуле (III.1.49). При определении гибкости этих

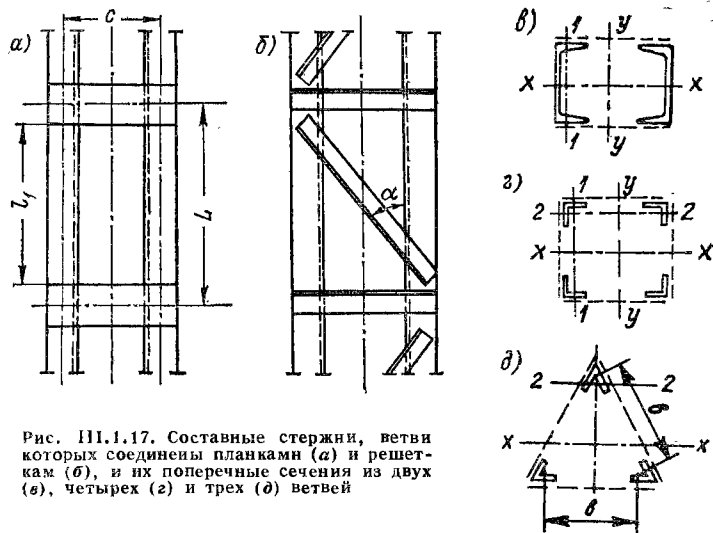


Рис. III.1.17. Составные стержни, ветви которых соединены планками (а) и решетками (б), и их поперечные сечения из двух (в), четырех (г) и трех (д) ветвей

стержней радиус инерции сечения уголка r принимается минимальный, если стержни прикреплены только по концам; при наличии промежуточного закрепления (связи), предопределяющего направление выпучивания уголка в плоскости, параллельной одной из полок, — относительно оси, параллельной второй полке уголка. Оптимальной формой поперечного сечения является трубчатая [86].

Сжатые стержни коробчатого поперечного сечения проверке на устойчивость не подлежат.

При проверке устойчивости стержней составного сечения, постоянного по длине, исходят из следующих положений.

1. Составные стержни, соединенные вплотную или через прокладку (два уголка, два швеллера и т. п., см. рис. III.1.4, а—е), считаются стержнями, работающими слитно, и гибкость их проверяется в обеих плоскостях, как указано выше. Расстояние между скрепляющими прокладками или шайбами принимается не более $40r$ в сжатых стержнях и $80r$ в растянутых для стальных конструкций и $30r$ в сжатых стержнях и $80r$ в растянутых для алюминиевых конструкций. Здесь r — радиус инерции одного уголка или швеллера относительно оси, параллельной плоскости расположения прокладок. При этом в пределах длины сжатого элемента следует ставить не менее двух прокладок. За длину сжатого элемента пояса ферм принимается его расчетная длина из плоскости фермы (расстояние между центрами узлов).

2. Составные стержни (см. рис. III.1.4, з, к), ветви которых соединены планками (рис. III.1.17, а) или решетками (рис. III.1.17, б), проверяются на устойчивость относительно свободной оси (перпендикулярной к плоскости планок или решетки) по приведенной гибкости $\lambda_{пр}$. Проверка устойчивости отно-

сительно материальной оси производится так же, как для цельного стержня.

Приведенная гибкость $\lambda_{пр}$ [0.61, 62] в зависимости от типа сечения стержня (рис. III.1.17, в, г, д) и соединительных элементов (планки или решетки) определяется по формулам:

для сечения стержня по рис. III.1.17 в:

при планках

$$\lambda_{пр} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}; \quad (III.1.50)$$

при решетках

$$\lambda_{пр} = \sqrt{\lambda_y^2 + k_1 F / F_{p1}}; \quad (III.1.51)$$

для сечения стержня по рис. III.1.17, г:

при планках

$$\lambda_{пр} = \sqrt{\lambda^2 + \lambda_1^2 + \lambda_2^2}; \quad (III.1.52)$$

при решетках

$$\lambda_{пр} = \sqrt{\lambda^2 + F(k_1 / F_{p1} + k_2 / F_{p2})}; \quad (III.1.53)$$

для сечения стержня по рис. III.1.17, д:

при планках

$$\lambda_{пр} = \sqrt{\lambda^2 + \lambda_2^2(1 + 3,3k_3)}; \quad (III.1.54)$$

$$\lambda_{пр} = \sqrt{\lambda^2 + 2\lambda_2^2}; \quad (III.1.55)$$

при решетках

$$\lambda_{пр} = \sqrt{\lambda^2 + F k_1 / F_p}. \quad (III.1.56)$$

Здесь λ_y — гибкость всего стержня относительно свободной оси yy ; λ — наибольшая гибкость всего стержня; λ_1, λ_2 — гибкости отдельных ветвей относительно осей 1—1 и 2—2 на участках между приваренными планками (l_1 — см. рис. III.1.17, а) или между центрами крайних заклепок, приклепывающих планки; F — площадь сечения всего стержня; F_{p1}, F_{p2} — площади сечения раскосов решеток (в пределах одной панели), лежащих в плоскостях, перпендикулярных к осям 1—1 и 2—2 соответственно; k_1, k_2 — коэффициенты, принимаемые в зависимости от величины углов α_1 и α_2 между раскосом решетки и ветвью (рис. III.1.17, б), соответственно в плоскостях, параллельных осям 1—1 или 2—2, равными при $\alpha = 30; 40; 45-60^\circ$ $k = 45, 31, 27$; $k_3 = J_{nb} / J_{пл} L$ — коэффициент, равный отношению погонной жесткости пояса на длине панели к погонной жесткости планки; приведенная гибкость по формуле (III.1.54) для стальных, а по формулам (III.1.55) и (III.1.56) для алюминиевых конструкций; b, L — расстояние между центрами ветвей и планок (рис. III.1.17, а); $J_{в}, J_{пл}$ — моменты инерции ветви (от-

носителем оси 2—2) и планки; F_p — площадь сечения раскосов (в пределах одной панели), расположенных в одной из плоскостей трехгранного стержня.

Формулы (III.1.50) и (III.1.52) справедливы при отношении погонных жесткостей планки и ветви $i_{пл}/i_v \geq 3$. При $i_{пл}/i_v < 3$ должно быть учтено влияние податливости планки на приведенную гибкость.

Рекомендуется, чтобы гибкость каждой из ветвей составного стержня на участке между планками не превышала для стальных конструкций 40, а для алюминиевых — 30. В составных стержнях с решетками гибкость отдельных ветвей на участках между узлами не должна превышать приведенную гибкость $\lambda_{пр}$ стержня в целом.

Соединительные элементы (планки и решетки) центрально сжатых составных стержней должны рассчитываться на условную поперечную силу [О.21, О.58, О.61, 4, 5, 62]. Сечения внецентренно сжатых призматических стержней подбираются либо из условия прочности (III.1.47), (I.5.80), (I.5.88) для мощных стержней с преобладающим влиянием изгиба или для коротких стержней, либо из условия устойчивости в плоскости действия момента (плоская форма потери устойчивости) и в плоскости, перпендикулярной к плоскости действия момента (изгибно-крутильная форма потери устойчивости).

При проверке устойчивости в плоскости действия момента $M = Ne$, совпадающего с плоскостью симметрии поперечного сечения элемента, стержни рассчитываются по формуле

$$\sigma = N/F \leq \varphi_{вн}[\sigma] \text{ или } N/F \leq m_{\varphi_{вн}} R_p. \quad (\text{III.1.57})$$

Значения $\varphi_{вн}$ для стержней принимаются в зависимости от гибкости стержня и относительного эксцентриситета [О.21, О.58, О.61, 4]

$$m = MF/(NW) \leq 20. \quad (\text{III.1.58})$$

При значениях $m > 20$ внецентренно сжатый стержень следует проверять не на устойчивость, а на прочность. Здесь M — расчетный момент, равный наибольшему моменту в пределах длины элемента или опорному моменту (в случае упругого или жесткого закрепления) в зависимости от того, какой из моментов больше; W — момент сопротивления для наиболее сжатого волокна.

При наличии расчетных эксцентриситетов нерасчетные эксцентриситеты за малостью их влияния не учитываются. Начальную кривизну, вызванную собственным весом горизонтальных и наклонных сжатых стержней, следует учитывать лишь при большой их длине (горизонтальная проекция свыше 6,0 м). Значения $\varphi_{вн}$ для алюминиевых сплавов приведены в работе [62].

В плоскости, перпендикулярной к плоскости действия момента (если изгиб происходит в плоскости при $J_x > J_y$ наибольшей жесткости стержня, совпадающей с плоскостью симметрии), потеря

устойчивости происходит по изгибно-крутильной форме [О.21, О.58, О.61, 4].

Для учета дополнительных напряжений, возникающих вследствие одностороннего крепления элементов решетки из одиночных прокатных уголков и швеллеров, вводится коэффициент несовершенства расчета $m_s = 0,8$ (I.5.80).

В составных внецентренно сжатых элементах с решетками, расположенными в плоскостях, параллельных плоскости изгиба, кроме проверки стержня в целом по формуле (III.1.57) должны быть проверены отдельные ветви как центрально сжатые стержни по формуле (III.1.49).

При конструировании узлов ферм необходимо придерживаться следующих общих правил [О.21, 63]:

1. Линии центров тяжести поперечных сечений всех сходящихся в узле стержней должны пересекаться в центре узла. В целях упрощения изготовления отступление от этого правила разрешается только для слабонагруженных стержней.

2. При присоединении стержней к косынкам надо, чтобы усилия, переходя от стержня на косынку, распределялись по ней возможно равномернее.

Стержни переменного по длине сечения проверяются на устойчивость по расчетной длине $\mu_1 l$, где l — длина стержня и μ_1 — коэффициент длины, зависящий от закона изменения момента инерции стержня переменного сечения и от соотношения J_{\min}/J_{\max} [О.21, О.58].

Проверку сжатого элемента на устойчивость можно заменить расчетом его на прочность по деформационному методу [О.16, О.21, 66], применение которого целесообразно для случаев совместного действия сжатия и изгиба, а также когда рассчитывается элемент, у которого отсутствует точное решение для проверки его устойчивости. Расчет деформационным методом выполняется в следующей последовательности.

1. Для недеформированной системы определяются эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях и находятся деформации, которые увеличиваются на величину начальных несовершенств. Обычно производственное отклонение от прямолинейности допускается в пределах $e' = (1/800 \div \div 1/1000) l$, где l — длина элемента [74], что, например, для двухопорной схемы в сечении на расстоянии x от опоры дает начальное отклонение $e = (1/800 \div \div 1/1000) l \sin \pi x/l$.

2. Рассматривается действие сил на деформированную систему и определяются дополнительные деформационные изгибающие моменты ΔM_1 от продольных сил.

3. Определяются деформации от дополнительных изгибающих моментов ΔM_1 и находятся значения деформационных изгибающих моментов второго порядка ΔM_2 от продольных сил и т. д. Расчет можно считать законченным, если прогибы последующего приближения отличаются от предыдущего не более чем на 10 %.

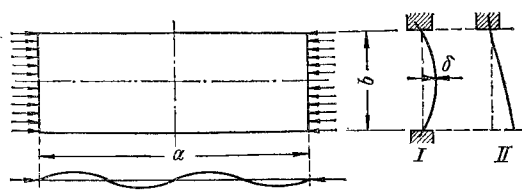


Рис. III.1.18. Деформация сжимаемой пластинки

Определение деформаций приходится производить как от сил, действующих в вертикальной плоскости, так иногда

еще одновременно и от сил, действующих в горизонтальной плоскости, например при расчете стрел. При этом рассчитываемый элемент может иметь переменный момент инерции по длине, который в расчетной схеме заменяется изменяющимся ступенчато. Определенные графоаналитически ординат упругой линии стрелы при расчете ее деформационным методом приведено в работе [24]. Наиболее целесообразно производить подобные расчеты с помощью ЭВМ.

Изгибающий момент, действующий в произвольном сечении стержня,

$$M = M_0 + \Delta M_1 + \Delta M_2 + \dots, \quad (\text{III.1.59})$$

где M_0 — изгибающий момент только от поперечных нагрузок; $\Delta M_1, \Delta M_2, \dots$ — дополнительные деформационные изгибающие моменты первого, второго и тому подобных порядков. Этот ряд достаточно быстро сходится (довольно одного-двух приближений).

Расчет стрел деформационным методом приведен в гл. 4 разд. III.

Тонкостенные элементы сжатых стержней (см. рис. III.1.4, *ж, л, м, т*) должны быть проверены на местную устойчивость. По расчетной схеме эти элементы представляют собой длинные прямоугольные пластинки, узкая сторона которых загружена равномерным давлением (рис. III.1.18). Если, как обычно, длина a много больше ширины b , то влияние способа закрепления сжатых краев b на величину критической нагрузки крайне незначительно, и эти края принимают опертые, т. е. могут свободно поворачиваться. В отношении двух других краев пластинки могут быть два случая (рис. III.1.18): I — оба края a упруго заделаны (см. рис. III.1.4, *ж, л*); II — один край a упруго заделан, а другой свободен (см. рис. III.1.4, *м, н, о, р, т*).

Степень упругой заделки стенок зависит от жесткости поясов (см. п. III.4). Предельными положениями упругой заделки являются свободное опирание и жесткая заделка.

В табл. III.1.9 приведены наибольшие допустимые значения отношения ширины пластинки b к ее толщине δ при полном использовании расчетных сопротивлений или допускаемых напряжений, не требующие укрепления пластинок ребрами жесткости. Если ширины пластинок превышают указанные в таблице размеры, то укрепление их против выпучивания надлежит производить с помощью продольных ребер жесткости, которые должны

III.1.9. Отношения b/δ , не требующие укрепления пластинок ребрами жесткости (см. рис. III.1.18)

Характеристика опирания длинных сторон пластинок	b/δ , не более		
	для сталей		для алюминиевых сплавов
	Ст.3	НЛ	
Одна сторона оперта и одна — свободна	15	12	10
» » заделана » » — »	30	25	20
Обе стороны опертые	60	50	40
» » заделаны	70	60	50

Примечание. В случае недонапряжения элемента значения b/δ , полученные из табл. III.1.9, могут быть увеличены в $\sqrt{R\varphi/\delta}$ раза ($\delta = N/F$ — расчетное напряжение, φ — коэффициент продольного изгиба), но не более чем в 1,25 раза

уменьшать свободную ширину пластинок до размеров, удовлетворяющих требованиям табл. III.1.9. Укрепление поперечными ребрами жесткости в этих случаях не применяется, так как пластинки стремятся к выпучиванию по волнообразным поверхностям с малой длиной волн (рис. III.1.18). Размеры ребер жесткости см. в п. III.4.

Тонкостенные трубчатые стержни сжатые стальные, как правило, могут проверяться только на общую устойчивость, так как местная устойчивость центрально сжатой стенки обеспечена при значениях отношения толщины стенки к диаметру трубы до 1/100 для малоуглеродистых сталей и до 1/80 для низколегированных (см. п. III.4).

Стержни безраскосных ферм при нагрузках в узлах испытывают кроме продольных сил поперечный изгиб, причем в каждой панели пояса и в каждой стойке изгибающие моменты меняют знак, проходя через нулевые значения.

Расстояния от стоек до нулевой точки на поясах $l_i \neq l'_i$ при действии на ферму левее рассматриваемого узла силы P (см. рис. III.1.19, *а*) [О.21, О.58].

Нулевые точки находятся в серединах панелей, т. е. $l_i = l'_i = 0,5l_i$, в следующих случаях:

1) у ферм с параллельными или слабо наклонными поясами ($h_i \approx h_{i+1}$) при одинаковых длинах панелей ($l_{i-1} = l_i = l_{i+1}$) и одинаковых сечениях стоек ($J_i = J_{i+1}$);

2) если жесткость обеих стоек (J_i и J_{i+1}) значительно больше, чем поясов (может иметь место у листовых зашивок).

При симметричной ферме [при углах наклона поясов верхнего (α_v) и нижнего (α_n), когда $\alpha_v = \alpha_n$, в том числе $\alpha_v = \alpha_n = 0$] и одинаковых сечениях поясов ($J_i^v = J_i^n$), а также при ферме с параллельными поясами разного сечения и весьма гибкими стойками (J_i и J_{i+1} весьма мало по сравнению с J_i^v и J_i^n) $P_i^v = P_i^n = P_i = 0,5P$.

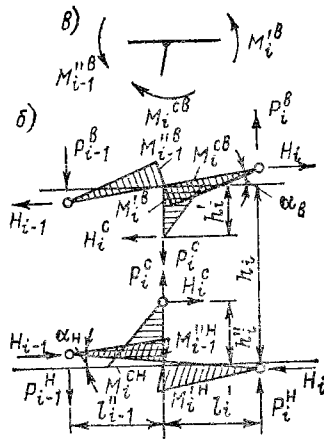
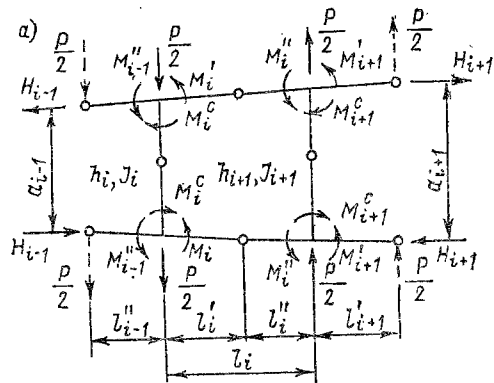


Рис. III.1.19. Расчетные схемы безраскосной фермы: а и б — схемы к определению нулевых точек в поясах (а) и в стойках (б); в — схема равновесия узла

При ферме с параллельными поясами разного сечения и весьма жесткими стойками

$$P_i^b = J_i^b P / (J_i^b + J_i^h) \text{ и } P_i^h = J_i^h P / (J_i^b + J_i^h), \quad (\text{III.1.60})$$

т. е. поперечная сила распределяется между поясами пропорционально их жесткостям.

После нахождения положений моментных нулевых точек в поясах и распределения поперечной силы между верхним и нижним поясами, задача силового расчета безраскосной фермы становится статически определимой, и каждая панель фермы может быть рассчитана независимо от других.

Изгибающие моменты на концах стойки определяются по формулам (рис. III.1.19, б):

$$M_i^{cB} = M_{i-1}^{cB} + M_i^{cB} = (P_{i-1}^b - H_{i-1} \text{tg } \alpha_B) l_{i-1}^c + (P_i^b - H_i \text{tg } \alpha_B) l_i^c; \quad (\text{III.1.61})$$

$$M_i^{cH} = M_{i-1}^{cH} + M_i^{cH} = (P_{i-1}^h - H_{i-1} \text{tg } \alpha_H) l_{i-1}^c + (P_i^h - H_i \text{tg } \alpha_H) l_i^c. \quad (\text{III.1.62})$$

Положение нулевой точки в стойке определяется при симметричных фермах с поясами равного сечения ($\alpha_B = \alpha_H$ и $J_i^b = J_i^h$)

$$h_i = h_i^c = 0,5h_i. \quad (\text{III.1.63})$$

При наличии любого количества поперечных сил задачу решают указанным выше способом, используя принцип независимости действия сил. В качестве проверки правильности решения служит рассмотрение равновесия любого узла под действием моментов в поясах и стойке (например, узел на рис. III.1.19, в).

Расчетные напряжения в поясах и стойках получаются суммированием напряжений от изгиба и продольных сил. Последние для поясов и стоек равны (рис. III.1.19, б)

$$\left. \begin{aligned} N_i^b &= P_i^b \sin \alpha_B + H_i \cos \alpha_B; \\ N_i^h &= P_i^h \sin \alpha_H + H_i \cos \alpha_H; \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.1.64})$$

$$P_i^c = P_i^b - P_{i-1}^b \text{ или } P_i^c = P_{i-1}^h - P_i^h. \quad (\text{III.1.65})$$

Настоящий расчет является поверочным. Для предварительных расчетов нулевые точки принимаются лежащими в серединах панелей, а сечения поясов и стоек принимаются равными. Наибольшие напряжения имеют место в поясах при равных панелях в наиболее удаленной от действующей внешней силы панели и около стоек с наибольшей жесткостью, а при неравных панелях, кроме того, в наибольших по длине панелях, в стойках, смежных с наибольшими по длине панелями, и в конечных панелях. Если внешняя сила приложена между стойками (пример мостовой фермы, рис. III.1.20), ее можно заменить силами: $P^i = Pb/l$ и $P^h = Pa/l$, расчет от действия которых производится, как рассмотрено выше.

Влияние местного изгиба от действия силы P на панель 3 практически не распространяется вдоль пояса за пределы соседних панелей. При этом работа пояса панели, к которой приложена нагрузка, аналогична работе промежуточной пролета неразрезной многоопорной балки, а на другой пояс этой панели местное влияние нагрузки не распространяется [О.21]. Изгибающие моменты от действия силы P определяются с помощью коэффициентов табл. III.1.22. Когда сила P приложена в середине средних панелей $M = Pl/6$ и $M' = M'' = -Pl/12$, для крайних панелей $M = Pl/5$ и $M' = M'' = -Pl/10$.

Местное влияние силы P в смежных панелях 2, 4 и 5 (рис. III.1.20, IIa и III.1.20, IIб) определяется по формулам [О.21, 103]:

$$M_C^a = \frac{1,5Jhm}{3Jh + 2J_1l}; \quad M_C^c = \frac{1,5Jh + 2J_1l}{3Jh + 2J_1l} m; \quad M_D = \frac{1,5Jh}{3Jh + 2J_1l} m;$$

$$H = \frac{m}{h}; \quad N = \frac{1,5Jh}{(3Jh + 2J_1l)l} m,$$

где m — момент M' или M'' .

Для определения полных напряжений в элементах панели, в которой приложена сила P , и в двух смежных с ней панелях производится алгебраическое суммирование напряжений от сил P' , P'' и от местного влияния силы P .

Конструктивное оформление сопряжения безраскосной фермы со стойкой значительно влияет на местные напряжения, возникающие в этом узле, которые могут являться источниками возникновения усталостных трещин [1, 52]. Если в листовой конструк-

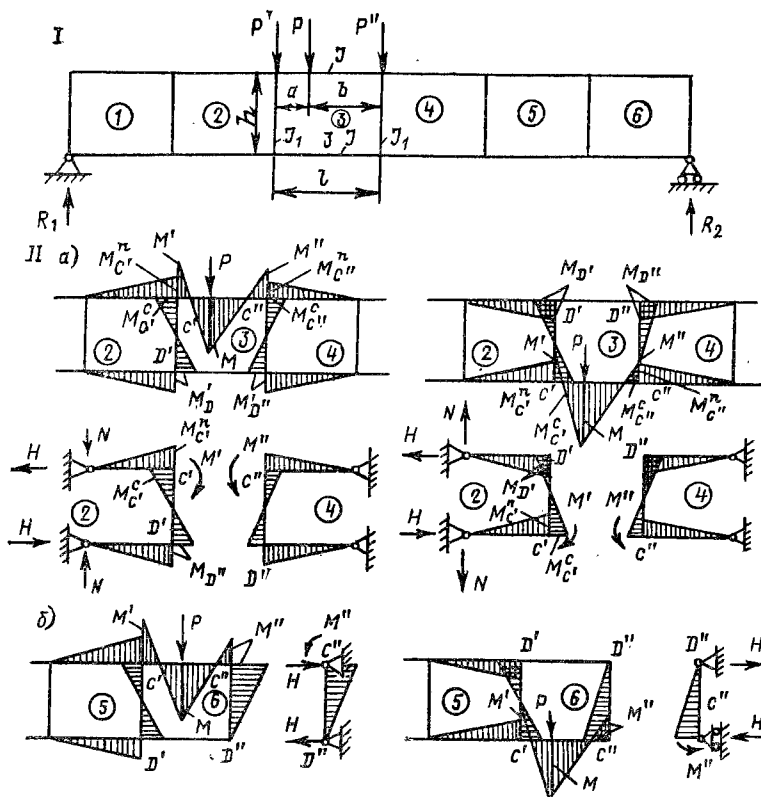


Рис. III.1.20. Безраскосная ферма с силой, приложенной между стойками: I — схема фермы; II — эпюры изгибающих моментов в элементах фермы от местного влияния нагрузки, расположенной в промежуточной панели (а) или в концевой панели (б); 1-6 — панели фермы

ции узел перехода двух сопряженных балок (пояса и стойки) имеет радиус больший, чем 1,5 высоты этих балок, концентрация напряжений у начала радиуса перехода невелика, а меньшие значения радиусов нежелательны.

III.4. Расчет элементов металлических конструкций на поперечную силу

Изгиб балок. Расчет балок производится на прочность, устойчивость и жесткость (см. п. I.15).

Условие прочности при изгибе в одной из главных плоскостей:

$$M/W_{нт} \leq m_k R_p; \quad (III.1.66)$$

$$\sigma_{max} = M/W_{нт} \leq [\sigma], \quad (III.1.67)$$

где M — расчетный изгибающий момент, в формуле (III.1.66) — с учетом коэффициентов перегрузки (см. п. I.20); R_p , $[\sigma]$ — см.

табл. I.5.11, I.5.13, I.5.19, I.5.21; m_k — коэффициент условий работы (I.5.80).

У составных балок обязательна еще проверка касательных напряжений в сечениях с наибольшей поперечной силой по формулам:

$$QS/J\delta \leq m_k R_{cp}; \quad (III.1.68)$$

$$\tau = QS/J\delta \leq [\tau], \quad (III.1.69)$$

где Q — поперечная сила в данном сечении балки, в формуле (III.1.68) — с учетом коэффициентов перегрузки (п. I.20); S — статический момент (брутто) сдвигающейся части сечения относительно нейтральной оси; J — момент инерции (брутто) всего сечения; δ — толщина одной или двух (в коробчатой балке) стенок.

При наличии ослабления отверстиями для заклепок или болтов касательные напряжения, определяемые по формулам (III.1.68) и (III.1.69), умножаются на отношение $a/(a-d)$, где a — шаг отверстий для заклепок или болтов; d — диаметр отверстия.

Для предварительного определения τ можно пользоваться приближенной формулой

$$\tau = Q/(h\delta), \quad (III.1.70)$$

где h — высота стенки.

Если в поперечном сечении балки одновременно имеют место высокие значения M и Q (консольные и неразрезные балки, двухопорные балки с сосредоточенными грузами), то производится проверка величины наибольшего приведенного напряжения:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2} \leq m_k R_p; \quad (III.1.71)$$

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2} \leq [\sigma], \quad (III.1.72)$$

где σ_1 и τ_1 — напряжения на уровне крайнего волокна стенки в сварных и на уровне поясных заклепок в клепаных балках; в формуле (III.1.71) — с учетом коэффициентов перегрузки (см. п. I.20).

При плоском напряженном состоянии в общем случае приведенные напряжения:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau^2} \leq m_k R_p; \quad (III.1.73)$$

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (III.1.74)$$

где σ_x и σ_y — напряжения по произвольным взаимно перпендикулярным осям x и y . При $y = 0$ получаем формулы (III.1.71) и (III.1.72).

При наличии в поясах балок круглых вырезов наибольшее нормальное напряжение имеет место на контуре выреза в точках c

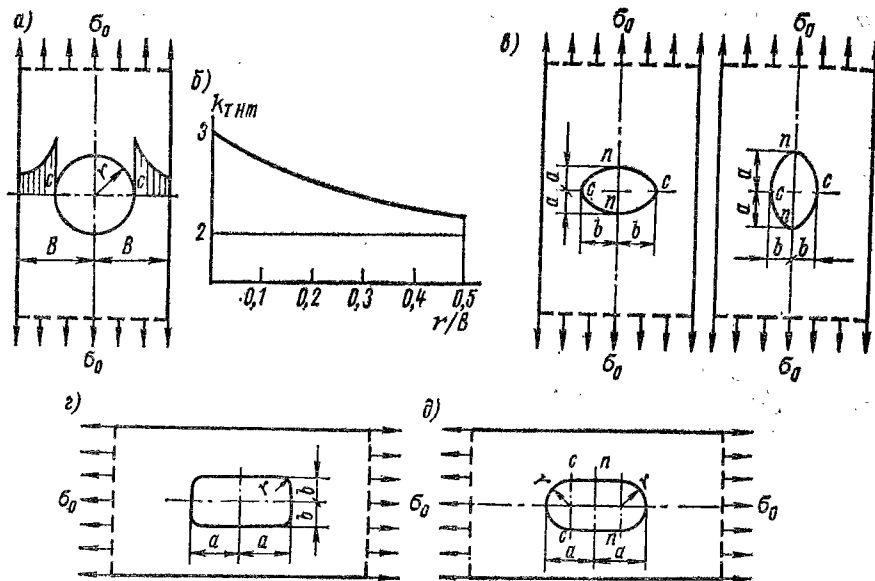


Рис. III.1.21. Схемы круглых (а), эллиптических (б) и прямоугольных (с и д) вырезов при деформациях растяжения и сжатия; б — график коэффициента концентрации напряжений у круглых вырезов

(рис. III.1.21, а) и равно $\sigma_{\max} = k_{Tnm}\sigma_0 B/(B-r)$, где значения коэффициента концентрации напряжений k_{Tnm} см. на рис. III.1.21, б. При вырезе, имеющем эллиптическую форму, наибольшее нормальное напряжение в точках с (рис. III.1.21, в) для пластины неограниченной ширины [101]

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 (1 + 2b/a), \quad (III.1.75)$$

где σ_0 — растягивающее или сжимающее напряжение в поясе; a — длина полуоси эллипса, параллельной действующим усилиям; b — длина полуоси эллипса, нормальной к направлению действующих усилий.

Для прямоугольного отверстия со скругленными углами наибольшее напряжение в углах (рис. III.1.21, с)

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 [1 + (1 + r^2/a^2)\sqrt{b/r}], \quad (III.1.76)$$

а в точках с (рис. III.1.21, д)

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 (2 + r^2/a^2), \quad (III.1.77)$$

а в точках n (рис. III.1.21, д)

$$\sigma = \sigma_0 (1 + 2r^2/a^2). \quad (III.1.78)$$

При наличии в стенках балок круглых вырезов наибольший коэффициент концентрации нормальных напряжений имеет место на контуре выреза в точках n (рис. III.1.22) и для случая чистого

изгиба равен 2. При диаметрах выреза $d = 2r < h/2$ напряжения в точках n меньше, чем в крайнем волокне в точках m. При $d = h/2$ напряжения в точках n и m равны, т. е.

$$\sigma = 2Mr/J = Mh/(2J). \quad (III.1.79)$$

При $d > h/2$ напряжения в точках m сохраняют свое значение, а в n растут и при больших вырезах напряженное состояние изгибаемой полосы на участках n — m приближается к напряженному состоянию полосы в условиях растяжения—сжатия [O.21].

В целях усиления кромки вырезов (рис. III.1.23) рекомендуется принимать [101]

$$\delta_1 \geq 4\delta k\sigma/[\sigma] \text{ и } \delta_1 \geq 2,5\delta k\tau/[\tau], \quad (III.1.80)$$

где σ и τ — действующие на кромке выреза напряжения; k — коэффициент, зависящий от отношения d/δ :

d/δ	<10	20	40	60	≥ 120
k	0,25	0,5	0,7	0,8	0,9

При наличии накладного листа $\delta_2 = \delta_1 - \delta$. Размеры сечения окаймляющей полосы определяют из условия: $\delta_3 t = \delta_1 d/4$.

При расположении рельса над стенкой балки стенка должна быть проверена на местные напряжения сжатия σ_m ее кромки от действия сосредоточенного подвижного груза P , приложенного к поясу в местах, не укрепленных ребрами, по формуле [O.21, 4, 13]

$$\sigma_m = \frac{P}{\delta z} \frac{P}{\delta c \sqrt{J_{II}/\delta}}. \quad (III.1.81)$$

Указанные напряжения не должны превышать расчетного сопротивления (см. табл. I.5.11) или допускаемого напряжения (см. табл. I.5.19) стали при сжатии; в первом случае значение P принимается с учетом коэффициентов перегрузки (см. п. I.20).

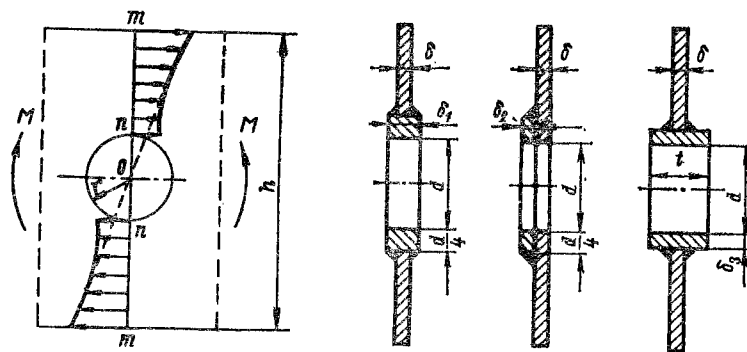


Рис. III.1.22. Круглый вырез при деформациях чистого изгиба

Рис. III.1.23. Сечения вырезов, окаймленных утолщенным листом, накладным листом и полосой

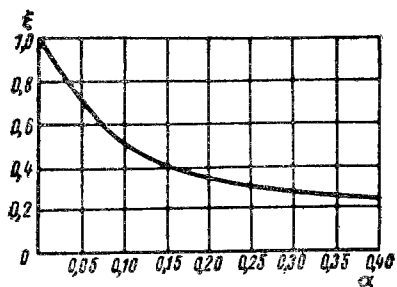


Рис. III.1.24. График коэффициента влияния ребер ξ

В формуле (III.1.81): δ — толщина стенки; z — условная длина распределения сосредоточенного груза; c — коэффициент, равный 3,25 для сварных и прокатных балок и 3,75 для клепаных балок; J_{Π} — сумма моментов инерции рельса и пояса одностенчатой балки относительно их собственных осей, а в случае приварки рельса швами, обеспечивающими совместную работу рельса и пояса, — относительно общей оси рельса и пояса (см. гл. 6 разд. III).

При расположении рельса над стенкой в коробчатой балке при определении J_{Π} ширина пояса принимается от наружного края до расстояния в 10—12 толщин пояса от оси стенки внутрь балки, но всего не менее ширины подошвы рельса.

При учете разгружающего влияния ребер напряжение сжатия в местах, не укрепленных ребрами, определяется по формуле

$$\sigma_{\text{м}} = \xi P / (\delta z), \quad (\text{III.1.82})$$

где ξ — коэффициент (рис. III.1.24), зависящий от параметра $\alpha = [\pi / (3a)]^3 2J_{\Pi} / \delta$; a — расстояние между ребрами, в том числе короткими длиной не менее $0,3h$ (h — высота стенки).

Остальные обозначения в формуле (III.1.82) те же, что и в (III.1.81).

Распределение напряжений сжатия σ_y по высоте стенки определяется по формуле

$$\sigma_y = 2\sigma_{\text{м}} [\text{arctg } \rho / \eta - 3\eta^2 (1 - 2\eta/3) \text{arctg } \rho] / \pi, \quad (\text{III.1.83})$$

где $\rho = z/h$; $\eta = y/h$; y — расстояние от верхней кромки стенки до рассматриваемого волокна; h — высота стенки.

При $y = 0$ $\sigma_y = \sigma_{\text{м}}$, при $y = h$ $\sigma_y = 0$.

Для высоких балок, у которых высота превышает стандартную ширину листа, рекомендуется делать стенку по высоте из листов разной толщины, наибольшей у пояса под рельсом.

Чтобы избежать усталостных трещин в верхних поясных швах, в стенке вдоль этих швов и у концов промежуточных (коротких) ребер жесткости надлежит [O.21]: а) ограничить эксцентриситет расположения рельса на сварной одностенчатой балке величиной 15 мм [74]; б) верхние поясные швы балок выполнять с проваром на всю толщину стенки; в) для кранов с режимом работы 6К—8К (табл. I.2.9) не применять коротких ребер жесткости, если отсутствует продольное ребро жесткости, к которому они привариваются.

Для уменьшения напряжений $\sigma_{\text{м}}$ (III.1.81) и (III.1.82) увеличивают сечение рельса и верхнего поясного листа, а также тол-

щину верхней части стенки, уменьшают расстояния между вертикальными ребрами жесткости, применяют упругие прокладки под рельсом с малым модулем упругости до 10^8 МПа (прорезиненная ткань, прорезиненные ремни).

При расчете стенки вдоль поясных швов на сопротивление усталости от местного напряжения сжатия коэффициент асимметрии цикла $R_{\sigma} = -\infty$, т. е. соответствует отнулевому сжатию; эффективные коэффициенты концентрации напряжений приведены в табл. I.5.1.

Балки, пояса которых выполнены из тавров (см. рис. III.1.6), обладают повышенной сопротивляемостью усталостным разрушениям от местного давления ходовых колес по сравнению с балками, пояса которых выполнены из листов, так как уровень местных напряжений сжатия в стенке у сварного шва при таврах ниже [O.21, 23].

При расположении рельса на поясе коробчатой балки посередине между стенками местные напряжения изгиба в крайних волокнах поясного листа вдоль (σ'_x) и поперек (σ'_y) продольной оси балки под сосредоточенным подвижным грузом P , приложенным к рельсу посередине между соседними диафрагмами балок, определяются по формулам [O.21]:

$$\sigma'_x = \frac{Pl}{12} \frac{\delta_{\Pi}}{(1 - \mu^2) J_p + J_{\Pi}}; \quad (\text{III.1.84})$$

$$\sigma'_y = \frac{Pl^3 \delta_{\Pi}}{[12(1 - \mu^2) J_p + J_{\Pi}] B^2}, \quad (\text{III.1.85})$$

где P — наибольшая нагрузка ходового колеса; l — расстояние между диафрагмами, а при расположении рельса на подкладках — между подкладками; δ_{Π} — толщина пояса; J_p и J_{Π} — моменты инерции рельса и пояса; B — расстояние между стенками коробчатой балки; μ — коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$. Поперечные напряжения σ'_y были причиной возникновения продольных трещин в поясе у кранов режима работы 8К [O.21]. Чем больше толщина поясного листа δ_{Π} , тем больше значения σ'_y .

Расчет прочности рельса производится на изгиб, при этом рельс с поясом рассматривается как неразрезная балка. Напряжения в рельсе

$$\sigma_p = M_p / W_x^{\text{min}} \leq [\sigma_p], \quad (\text{III.1.86})$$

где изгибающий момент рельса

$$M_p = \frac{Pl}{6} \left[1 - \frac{J_{\Pi}}{(1 - \mu^2) J_p + J_{\Pi}} \right] \approx \frac{Pl}{6}. \quad (\text{III.1.87})$$

Здесь W_x^{min} — наименьший момент сопротивления сечения рельса; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение растяжения в подошве рельса, $[\sigma_p] = 270$ МПа, для рельса Р43 и более тяжелых и 230 МПа для более легких рельсов [O.21].

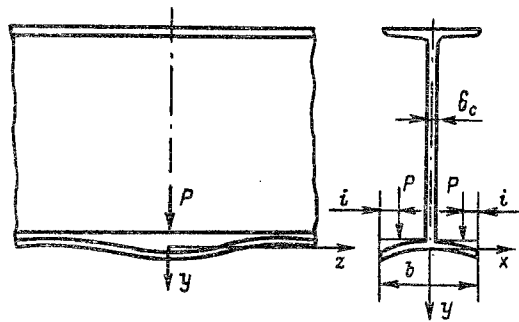
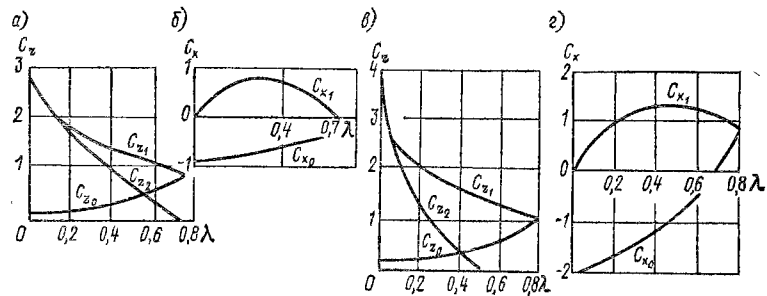


Рис. III.1.25. Деформация нижней полки балки под влиянием местного изгиба

Рис. III.1.26. Значения коэффициентов c_z и c_x при наклонных (а, б) и горизонтальных (в, г) полках; индексы 0, 1, 2 означают места на нижней полке: у стенки, под силой и на кромке



Для крайних участков рельса (возле незаваренных стыков) в формуле (III.1.87) вместо $M_p = Pl/6$ следует принять $M_p = Pl/5$. Остальные обозначения в формуле (III.1.87) те же, что и в формулах (III.1.84) и (III.1.85).

Напряжения растяжения от местного изгиба в нижней полке двутавровой балки при перемещении по ней ходового колеса с нагрузкой P в результате деформаций (рис. III.1.25) определяются по следующим формулам [106]: от изгиба полки в плоскости yz —

$$\sigma_z = c_z P / t^2; \quad (III.1.88)$$

от изгиба полки в плоскости xy —

$$\sigma_x = \mp c_x P / t^2. \quad (III.1.89)$$

Здесь c_z, c_x — коэффициенты, зависящие от $\lambda = 2i / (b - \delta_c)$ (рис. III.1.26); t — толщина полки в месте, где приложена нагрузка от колеса P .

Знак минус в формуле (III.1.89) относится к нижнему волокну, а плюс — к верхнему. Приведенные напряжения от общего (σ_n) и местного изгиба проверяются на прочность аналогично формулам (III.1.73) и (III.1.74):

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_x^2 + (\sigma_n + \sigma_z)^2} - \sigma_x (\sigma_n + \sigma_z). \quad (III.1.90)$$

у свободного края $\sigma_x = 0$.

Значения коэффициентов c_z, c_x в зависимости от λ для случаев горизонтальной полки у сварных балок и наклонной — у прокатных, по данным расчетов, подтвержденных экспериментом, приняты в Правилах ФЕМ (Европейской Федерации по ПТМ) [106]. Местные изгибные напряжения σ_z вдоль оси z от нагрузки P убывают настолько быстро, что влияние нагрузок от соседних колес практически пренебрежимо. Контактные напряжения проверяются независимо при металлических колесах исходя из точечного контакта (III.1.39), а при пластмассовых — из линейного (III.1.35).

Устойчивость балок. Проверка общей устойчивости балок производится по формулам:

$$M/W \leq \varphi_6 m_n R_p; \quad (III.1.91)$$

$$\sigma = M/W \leq \varphi_6 [\sigma], \quad (III.1.92)$$

где M и W — изгибающий момент и момент сопротивления сечения в плоскости наибольшей жесткости (W соответствует сжатому поясу); изгибающий момент в формуле (III.1.91) с учетом коэффициентов перегрузки приведен в п. 1.20); φ_6 — коэффициент, определяемый для стальных балок двоякоосимметричного двутаврового сечения по формуле [0.61]

$$\varphi_1 = \psi \frac{J_y}{J_x} \left(\frac{h}{l} \right)^2 \frac{E}{R_p}. \quad (III.1.93)$$

Здесь J_x и J_y — наибольший и наименьший моменты инерции сечения балки.

Значения R_p см. в табл. I.5.11; для стали марки Ст3 $E/R_p = 10^3$; для алюминиевых балок — см. [62]. Значения ψ принимаются по табл. (III.1.10) и (III.1.11) в функции параметра α , определяемого по формулам:

для прокатных двутавров —

$$\alpha = 1,54 \frac{J_R}{J_y} \left(\frac{l}{h} \right)^2, \quad (III.1.94)$$

для J_R — момент инерции при кручении (значения J_R для прокатных двутавров (ГОСТ 8239—72) приведены в табл. III.1.12; l — расчетная длина балки, равная расстоянию между точками закрепления сжатого пояса от поперечных смещений (узлы связей), препятствующими повороту сечения балки; при отсутствии промежуточных закреплений l — пролет балки; для консолей l — длина консоли;

для сварных двутавров, составленных из трех листов и для клепаных двутавровых балок (рис. III.1.27) —

$$\alpha = 8 \left(\frac{l \delta_1}{bh} \right)^2 \left(1 + \frac{d \delta_1^3}{b \delta_1^3} \right), \quad (III.1.95)$$

где для сварных балок: δ — толщина стенки балки; b и δ_1 — ширина и толщина пояса балки; h — высота стенки балки; d =

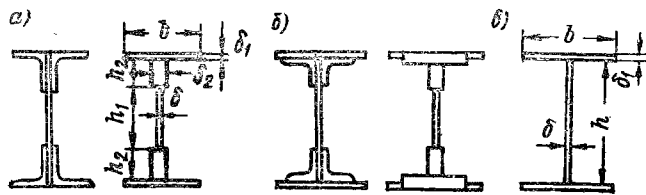


Рис. III.1.27. Примеры (а, б, в) разбивки составных сечений на элементы

$= 0,5h$; для клепаных балок; δ — сумма толщин стенки и вертикальных полок уголков; δ_1 — сумма толщин пояса и горизонтальной полки уголка; d — высота вертикальной полки уголка плюс толщина пакета горизонтальных листов.

В формулах (III.1.91) и (III.1.92) необходимо принимать: при $\varphi_1 \leq 0,85$ $\varphi_2 = \varphi_1$; при $\varphi_1 > 0,85$, т. е. если $\varphi_2 [\sigma] > \sigma_{мп}$, то вместо φ_2 в формулы (III.1.91) и (III.1.92) подставляется величина φ'_2 , определяемая по табл. III.1.13. Формулы для определения значений ψ (табл. III.1.10 и III.1.11) и φ'_2 (табл. III.1.13) приведены в работе [O.61].

III.1.10. Коэффициенты ψ для двутавровых балок из стали [O.58, 4]

α	Балки без закреплений в пролете				Балки при наличии не менее двух промежуточных закреплений верхнего пояса ¹
	при сосредоточенной нагрузке, приложенной к поясам		при равномерно распределенной нагрузке, приложенной к поясам		
	верхнему	нижнему	верхнему	нижнему	
0,1	1,73	5,00	1,57	3,81	2,17
0,4	1,77	5,03	1,60	3,85	2,20
1,0	1,85	5,11	1,67	3,90	2,27
4,0	2,21	5,47	1,98	4,23	2,56
8,0	2,63	5,91	2,35	4,59	2,90
16,0	3,37	6,65	2,99	5,24	3,50
24,0	4,03	7,31	3,55	5,79	4,00
32,0	4,59	7,92	4,04	6,25	4,45
48,0	5,60	8,88	4,90	7,13	5,23
64,0	6,52	9,80	5,65	7,92	5,91
80,0	7,31	10,59	6,30	8,58	6,51
96,0	8,05	11,29	6,93	9,21	7,07
128,0	9,40	12,67	8,05	10,29	8,07
160,0	10,59	13,83	9,04	11,30	8,95
240,0	13,21	16,36	11,21	13,48	10,86
320,0	15,31	18,55	13,04	15,29	12,48
400,0	17,24	20,48	14,57	16,80	13,91

Примечание. Для сталей разных марок значения, приведенные в таблице, должны быть умножены на отношение $210/R_p$ (см. табл. I.5.11).

¹ Промежуточные закрепления делят пролет на равные части независимо от места приложения нагрузки.

III.1.11. Коэффициенты ψ для консолей двутаврового сечения из стали (при сосредоточенной нагрузке, приложенной к центру тяжести свободного конца консоли или ниже) [O. 58]

α	ψ	α	ψ
0,1	3,06	10	5,25
1	3,44	12	5,46
2	3,76	14	5,69
3	4,06	16	5,90
4	4,26	24	6,63
6	4,64	32	7,27
8	4,96	40	7,79

Примечание. Табличные значения должны быть умножены на отношение $210/R_p$, где R_p см. в табл. I.5.11.

III.1.12. Моменты инерции при кручении J_K прокатных двутавров (по ГОСТ 8239—72)

Номер двутавра	J_K , см ⁴	Номер двутавра	J_K , см ⁴
10	2,28	27	13,60
12	2,88	27a	16,70
14	3,59	30	17,40
16	4,46	30a	20,30
18	5,60	33	23,80
18a	6,54	36	31,40
20	6,92	40	40,60
20a	7,94	45	54,70
22	8,60	50	75,40
22a	9,77	55	100,00
24	11,10	60	135,00
24a	12,80		

Момент инерции при свободном кручении J_K для одностенчатых балок определяется по формуле

$$J_K = \gamma \sum h \delta^3 / 3, \quad (III.1.96)$$

где h и δ — высота (ширина) и толщина прямоугольников соответственно, из которых составлен профиль (рис. III.1.27); γ — поправочный коэффициент, значения которого приведены в табл. III.1.14 [O.21, O.58].

При расчетах по формуле (III.1.96) для швеллеров и двутавров следует принимать среднее значение толщины их полок.

Момент инерции при свободном кручении J_K для двустенчатых балок определяется по формуле [O.21, O.58]

$$J_K = \gamma \frac{4F^2}{\sum s/\delta}, \quad (III.1.97)$$

где F — площадь контура, заключенного внутри замкнутой осевой линии (рис. III.1.28), $F = bh$; s — длина стороны периметра; $\sum s/\delta$ берется по всей длине замкнутой осевой линии; γ — поправочный коэффициент, принимаемый равным 1,0 для сварных и 0,3 для клепаных балок.

Для двустенчатых балок при определении J_K можно пользоваться схемой, изображенной на рис. III.1.28, поскольку влияние поясных уголков и выступающих частей поясных листов (см. рис. III.1.6) здесь сравнительно невелико.

Если толщина вертикальных листов δ_1 , а горизонтальных δ_2 ,

то

$$J_K = \frac{4b^2h^2}{2(b/\delta_2 + h/\delta_1)} = \frac{2b^2h^2\delta_1\delta_2}{b\delta_1 + h\delta_2}. \quad (III.1.98)$$

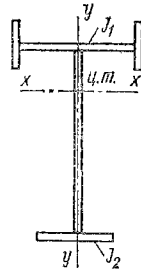
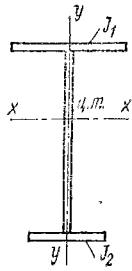
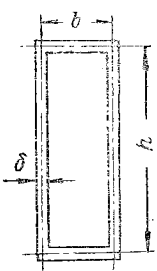


Рис. III.1.28. Схема поло- го сечения

Рис. III.1.29. Двутавровые балки с одной осью симметрии

Для двутавровых балок с одной осью симметрии и более раз- виченым сжатым поясом проверку устойчивости следует производ- ить по приведенным выше формулам, но коэффициент ψ в формуле (III.1.93) [O.58]

$$\psi = \xi \sqrt{\alpha + 40n(1 - n)}, \quad (III.1.99)$$

где $\xi = 0,68$ для малоуглеродистой и $\xi = 0,48$ для низколегиро- ванной стали; α — параметр, определяемый по формуле $\alpha = = 4GJ_k/EJ_y (l/h)^2$; $n = J_1/(J_1 + J_2)$; J_1 , J_2 и J_y — моменты инерции сжатого и растянутого поясов и всего сечения отно- сительно оси его симметрии соответственно (рис. III.1.29).

Проверка устойчивости балок швеллерного сечения производ- ится так же, как и балок двутаврового сечения, но найденные зна-

III.1.13. Коэффи- циенты ψ_b для сталь- ных конструкций [O.58, 4]

ψ_b	ψ'_b
0,85	0,85
0,90	0,87
0,95	0,89
1,00	0,90
1,05	0,92
1,10	0,93
1,15	0,94
1,20	0,95
1,25	0,96
1,30	0,96
1,35	0,97
1,40	0,98
1,45	0,99
1,50	0,99
1,55	1,00

Примечание. Значения ψ_b округлены до двух знаков после запятой

III.1.14. Коэффициенты γ

Характеристика одностенчатых балок	γ
Прокатные швеллеры	1,12
» двутавры	1,20
Составные сварные двутавровые балки с ребрами жесткости, приваренными к вертикальному и горизонтальным листам ¹	1,40
Составные клепаные двутавровые балки без горизонтальных листов	0,25
Составные клепаные двутавровые балки с горизонтальными листами	0,50

¹ Отсутствие приварки ребер жесткости к одному из горизонтальных листов незначительно снижает величину коэффициента γ

III.1.15. Коэффициенты приведения k_a

a/l	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
k_a	0,14	0,29	0,43	0,56	0,69	0,79	0,88	0,95	0,97	1,00

Примечание. Значения k_a получены для случая, когда силы приложе- ны по оси балки.

нения ψ_b умножаются на 0,5 при приложении нагрузки в главной плоскости, параллельной стенке, и на 0,7 при приложении на- грузки в плоскости стенки.

При проверке устойчивости однопролетной балки от действия системы сосредоточенных грузов P_i суммарная, приложенная в середине пролета балки эквивалентная нагрузка [O.21, O.58]

$$P = 0,6ql + \sum k_a P_i, \quad (III.1.100)$$

где q — равномерно распределенная вдоль пролета l нагрузка; k_a — коэффициент приведения, зависящий от расстояния a , на котором груз находится от опоры (табл. III.1.15).

Подвижные грузы должны быть установлены так, чтобы экви- валентная нагрузка P получила наибольшее значение.

Проверка общей устойчивости балок не требуется при наличии настила, прикрепленного к сжатому поясу балок и препятствующего повороту сечения балок; для балок из стали марки СтЗ двутаврового сечения при $l/b \leq 15$ и нагрузке, приложенной к верхнему поясу, а при нагрузке, приложенной к нижнему, $l/b \leq 24$. Для балок из низколегированных сталей указанные числа будут примерно на 20 % меньше [O.61].

Проверка местной устойчивости элементов балок производится для вертикальных стенок и сжатых поясов [O.21, 4, 9, 45, 76, 79, 93].

Потеря устойчивости вертикальной стенки возможна под дей- ствием следующих факторов: 1) касательных напряжений от изгиба; 2) нормальных (сжимающих) напряжений от изгиба; 3) нормальных (сжимающих) напряжений от нагрузки, прило- женной к верхней кромке стенки; 4) нормальных (сжимающих) напряжений от изгиба и осевого сжатия (балки рамных и других конструкций).

Первые два фактора могут действовать как отдельно, так и совместно; третий действует всегда совместно с одним или с обо- ими первыми. Чтобы проверить местную устойчивость стенки, нужно сначала расставить ребра жесткости, а затем для расчет- ных отсеков вычислить критические напряжения и проверить запас устойчивости

Ребра жесткости выполняются в клепаных конструкциях из уголков (рис. III.1.30, а, б, в), а в сварных — из полосовой стали

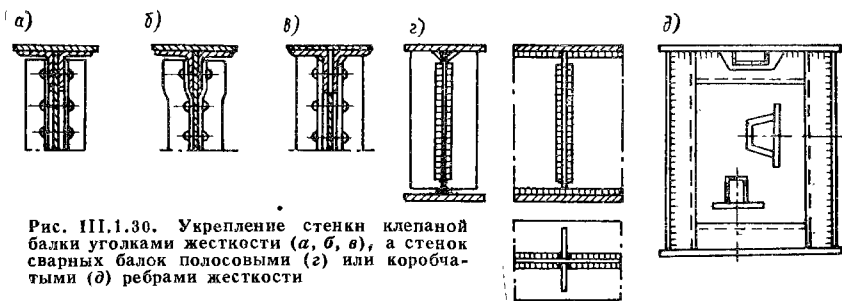


Рис. III.1.30. Укрепление стенок клепаной балки уголками жесткости (а, б, в), а стенок сварных балок полосовыми (з) или коробчатыми (д) ребрами жесткости

(рис. III.1.30, з) или гнутых коробчатых профилей (рис. III.1.30, д). Ребра жесткости из уголков и полосовой стали, как правило, проектируются симметричными относительно оси стенки. В коробчатых балках с рельсом между стенками применяются большие и малые листовые диафрагмы. Верхние кромки диафрагмы рекомендуется пристрагивать и не приваривать к верхнему поясу под рельсом на длине, равной сумме длин его подошвы и двух толщин пояса.

Ребра (диафрагмы) у сварных балок рекомендуется приваривать сплошными с малыми катетами швами. Для обеспечения непрерывности поясных швов у концов ребер предусматривают скосы. Желательно избежать концентрации напряжений от приварки ребер жесткости к растянутому поясу, для чего в кранах режима 4К—8К их не доводят до пояса. Для кранов режимов 1К—3К для одностенчатых балок допускается применять односторонние поперечные ребра жесткости. В одностенчатых балках при встрече продольных ребер с поперечными рекомендуется пропускать непрерывными продольные ребра и их швы, а в местах примыкания одного ребра к другому — предусматривать наложение угловых швов; в коробчатых балках продольные ребра прерываются у диафрагм. В стенке, укрепленной только поперечными ребрами жесткости, размер выступающей части ребра (полосы или полки уголка, включая прокладку) должен быть не менее $h_0/30 + 40$ мм, где h_0 — высота стенки, мм. Ширина выступающей части короткого ребра должна быть не менее $2/3$ ширины основного ребра; толщина ребра — не менее $1/15$ ширины выступающей части в стальных конструкциях. Необходимые моменты инерции сечения ребер определяются по формулам (III.1.118), (III.1.119) и табл. III.1.17.

Если влиянием изгибающего момента пренебречь, например, у двухопорной балки (рис. III.1.31, а), то критические касательные напряжения, возникающие под действием поперечной силы в пластинке при учете заземления ее по двум сторонам (в поясах одностенчатых балок обычной мощности или в поясах коробчатых балок) [О.21],

$$\tau_{кр} = [125 + 95 (b/a)^2] (\delta/b)^2 10^4, \quad (III.1.101)$$

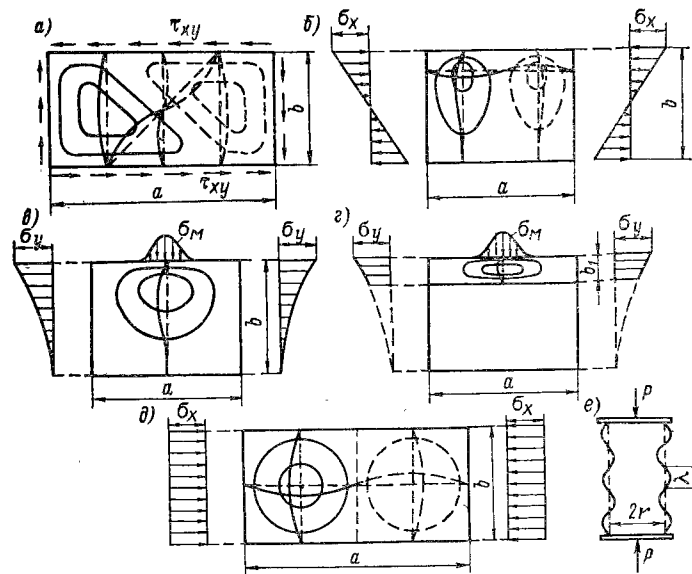


Рис. III.1.31. Поверхности выпучивания при потере устойчивости пластины: а — при действии касательных напряжений от изгиба; б — при действии нормальных напряжений от изгиба; в — при действии местного давления; г — то же при наличии продольного ребра; д — при равномерном сжатии; е — при осевом сжатии цилиндрической оболочки

где a и b — большая и меньшая стороны прямоугольника соответственно; δ — толщина пластинки.

Расчетная высота стенки h_0 в клепаных балках принимается между ближайшими к оси стенки рисками поясных уголков; в сварных балках — полная высота стенки. Стенку можно не проверять на устойчивость, если условная гибкость стенки $\lambda_0 = h_0 \sqrt{R_p/E}/\delta$ не превышает значений: 3,5 — при отсутствии местного напряжения в балках с двусторонними поясными швами; 3,2 — то же в балках с односторонними поясными швами; 2,5 — при наличии местного напряжения в балках с двусторонними поясными швами [О.61]. Для повышения устойчивости стенок балок с круглыми вырезами рекомендуется их кромки подкреплять отбортовкой или кольцом. Толщину кольца следует принимать не менее 2δ , ширину — не менее 3δ [42].

Предельное расстояние между поперечными основными ребрами жесткости a не должно превышать в стальных конструкциях $2h_0$ при $\lambda_0 \geq 3,2$ и $2,5h_0$ при $\lambda_0 \leq 3,2$. Поперечные ребра следует устанавливать также в местах приложения к верхнему поясу больших неподвижных сосредоточенных грузов.

Условие обеспечения местной устойчивости при расчете по методу предельных состояний

$$\tau \leq \tau_{кр}, \quad (III.1.102)$$

где напряжение τ определяется с учетом коэффициентов перегрузки (см. п. I.20).

Запас местной устойчивости при расчете по методу допускаемых напряжений

$$n_0 = \tau_{кр}/\tau \geq n, \quad (III.1.103)$$

где n — запас по прочности, $n = 1,4$ (см. п. I.21).

Касательные напряжения при проверках местной устойчивости определяются как средние по формуле

$$\tau = Q/(n_0 \delta), \quad (III.1.104)$$

где Q — среднее значение поперечной силы в пределах рассматриваемой пластинки.

Если касательными напряжениями пренебречь, например в середине пролета двухопорной балки (рис. III.1.31, б), то критические нормальные напряжения для пластинки при учете защемления ее по двум сторонам в поясах одностенчатых балок обычной мощности [O.21]

$$\sigma_{кр} = 630 (\delta/h_0)^2 10^4, \text{ МПа}, \quad (III.1.105)$$

а если жесткость сжатого пояса весьма велика, например у коробчатой балки, или при непрерывном опирании на пояс одностенчатой балки жесткого настила [O.21],

$$\sigma_{кр} = 746 (\delta/h_0)^2 10^4 \text{ МПа}. \quad (III.1.106)$$

Здесь h_0 и δ — расчетная высота и толщина пластинки (стенки) соответственно.

Условие обеспечения местной устойчивости при расчете по методу предельных состояний

$$\sigma \leq \sigma_{кр}, \quad (III.1.107)$$

где напряжение σ определяется с учетом коэффициентов перегрузки (см. п. I.20).

Запас местной устойчивости при расчете по методу допускаемых напряжений

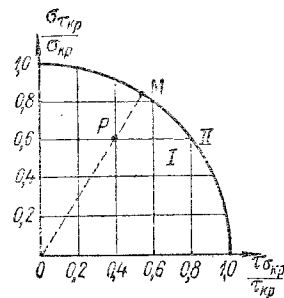
$$n_0 = \sigma_{кр}/\sigma \geq n, \quad (III.1.108)$$

где n — запас по прочности, $n = 1,4$ (см. п. I.21).

Нормальные напряжения σ при проверках местной устойчивости определяются как крайние сжимающие напряжения на расчетной границе отсека (участка стенки балки, ограниченного поясами и поперечными ребрами жесткости). Если длина проверяемого отсека не превосходит его высоты, то σ определяется по среднему значению изгибающего момента в пределах отсека; если длина отсека превосходит его высоту, то σ вычисляется по среднему значению момента для наиболее напряженного участка с длиной, равной высоте отсека.

Влияние нормальных напряжений не требует укрепления стенки балки ребрами, дополнительными к поперечным ребрам

Рис. III.1.32. Зависимость между критическими напряжениями при совместном действии нормальных и касательных напряжений по контуру изгибаемой пластинки: I — область устойчивости; II — область неустойчивости



жесткости, установленным из условия обеспечения устойчивости стенки при действии касательных напряжений, при $h_0/\delta \leq \leq 200 \sqrt{210/R_p}$, где R_p — расчетное сопротивление стали, МПа [O.21]. При больших значениях h_0/δ требуется укрепление стенки, которое производится продольными ребрами жесткости. Установки одного продольного ребра обычно достаточно для обеспечения устойчивости стенок при $h_0/\delta \leq 300 \sqrt{210/R_p}$. Продольное ребро ставится на расстоянии $(0,2 \div 0,25) h_0$, а в случае необходимости второго продольного ребра ставится на расстоянии $(0,15 \div 0,20) h_0$, второе — $(0,35 \div 0,40) h_0$ от сжатого края стенки.

Если одновременно существенны касательные и нормальные напряжения, зависимость между критическими напряжениями можно выразить уравнением окружности (рис. III.1.32) [O.21]

$$(\sigma_{кр}/\tau_{кр})^2 + (\tau_{кр}/\sigma_{кр})^2 = 1. \quad (III.1.109)$$

Здесь $\sigma_{кр}$ и $\tau_{кр}$ — критические напряжения при совместном действии нормальных и касательных напряжений, причем $\sigma_{кр} \leq \leq \sigma_{кр}$ и $\tau_{кр} \leq \tau_{кр}$; $\sigma_{кр}$ и $\tau_{кр}$ — критические напряжения при раздельном действии нормальных и касательных напряжений, определенные выше.

Если напряжения пластинки характеризуются значениями σ и τ в относительных единицах $\sigma/\sigma_{кр}$ и $\tau/\tau_{кр}$ изображаются точкой P на рис. III.1.32, при расчете по методике предельного состояния, когда напряжения σ и τ определяются с учетом коэффициентов перегрузки, должно выполняться условие

$$\sqrt{(\sigma/\sigma_{кр})^2 + (\tau/\tau_{кр})^2} \leq 0,9. \quad (III.1.110)$$

При расчете по методике допускаемых напряжений запас местной устойчивости

$$n_0 = \frac{\overline{OM}}{\overline{OP}} = \frac{1}{\sqrt{(\sigma/\sigma_{кр})^2 + (\tau/\tau_{кр})^2}} \geq n. \quad (III.1.111)$$

При наличии местного напряжения сжатия в стенке под сосредоточенным грузом пластинка может потерять устойчивость в зоне приложения сосредоточенного груза от действия сжимающих напряжений σ_y . При действии на стенку только местных напряжений σ_m (МПа) от сосредоточенного груза на балке они будут распределены по краю пластинки (рис. III.1.31, в). В этом случае критические напряжения [O.21, O.58, O.61, 4]

$$\sigma_{м.кр} = k_1 (\delta/a)^2 10^4, \quad (III.1.112)$$

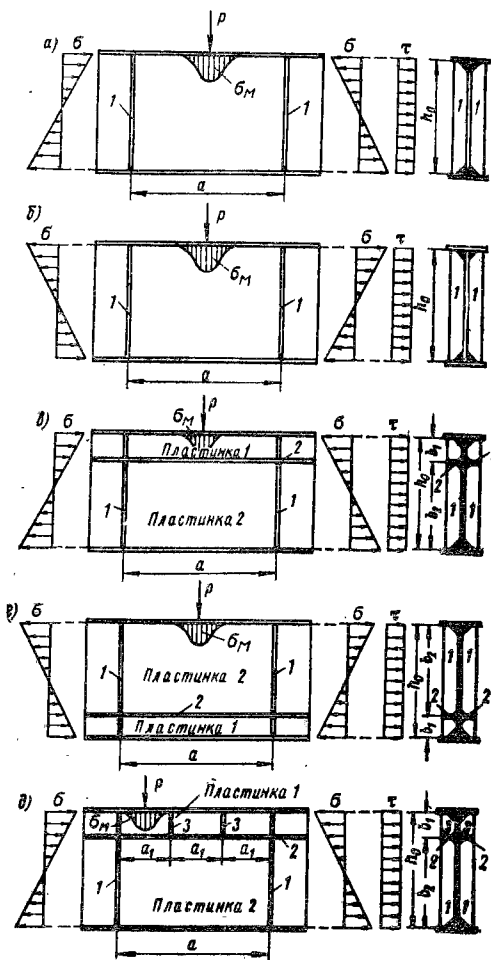


Рис. 111.1.33. Схемы балки, укрепленной ребрами жесткости: поперечными основными (а, б), поперечными основными и продольными (в, г), поперечными основными и дополнительными и продольным (д). Сосредоточенный груз P приложен к сжатому поясу (а, в, д); сосредоточенный груз P приложен к растянутому поясу (б, г): 1 — поперечные основные ребра; 2 — продольные ребра; 3 — поперечные дополнительные ребра

где a — расстояние между осями поперечных ребер; коэффициент k_1 зависит от отношения a/b , от степени упругого защемления стенки поясами и от напряжений сжатия кромки стенки σ_M (111.1.81). В табл. 111.1.16 приведены значения k_1 при $b = h_0$ для стенки одностенчатой балки с поясом обычной мощности и для стенки коробчатой балки, у которой стенку в поясах можно считать заделанной [0.21].

Устойчивость стенок балок, укрепленных только поперечными ребрами жесткости (рис. 111.1.33, а, б), при наличии местного напряжения σ_M проверяется по формулам, аналогичным формулам (111.1.110) и (111.1.111). При этом предельных состояний должно быть

$$\sqrt{(\sigma/\sigma_{кр} + \sigma_M/\sigma_{M,кр})^2 + (\tau/\tau_{кр})^2} \leq 0,9, \quad (111.1.113)$$

а при расчете по методике допускаемых напряжений должно выполняться условие

$$n_0 = |(\sigma/\sigma_{кр} + \sigma_M/\sigma_{M,кр})^2 + (\tau/\tau_{кр})^2|^{-\frac{1}{2}} \geq n. \quad (111.1.114)$$

Если сосредоточенная нагрузка приложена к сжатому поясу, проверка устойчивости сечения производится с учетом всех компонентов напряженного состояния (σ , τ и σ_M). Если сосредоточенная нагрузка приложена к растянутому поясу, одновременно

111.1.16. Коэффициенты для проверки устойчивости стенок балок

Тип балок	Тип пояса	Коэффициенты	a/h_0							
			0,5	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
Стальные сварные	A	k_1	242	310	378	465	569	686	817	957
	B		262	358	481	650	875	1130	1430	1757
Стальные клепаные	A	$\frac{\sigma_M}{\sigma}$	0	0	0,183	0,267	0,359	0,445	0,540	0,618
	B		0	0	0,112	0,300	0,633	1,283	2,249	3,939
Стальные сварные	—	k_2	630	630	823	950	1110	1302	1525	1779

Примечания: 1. Обозначения, принятые в таблице: А — пояс одностенчатой балки обычной мощности; В — пояс коробчатой балки, или одностенчатой при непрерывном опирании на сжатый пояс жесткого настила. 2. Для стальных балок при $a/h_0 > 2$ значения коэффициентов равны их величинам при $a/h_0 = 2$.

учитываются только два компонента σ и τ или σ_M и τ . В коробчатых балках, если рельс не расположен над стенкой, принимается $\sigma_M = 0$.

Учет влияния величины σ_M (длины зоны распределения давления) производится следующим образом.

При $a/h_0 \leq 0,8\sigma_{кр}$ определяются по формулам (111.1.105), (111.1.106), а $\sigma_{M,кр}$ — по формуле (111.1.112).

При $a/h_0 > 0,8$ различают два случая в зависимости от значений отношения σ_M/σ . Если σ_M/σ больше значений, указанных в табл. 111.1.16, то $\sigma_{M,кр}$ определяется по формуле (111.1.112), а

$$\sigma_{кр} = k_2 (\delta/h_0)^2 10^4, \quad (111.1.115)$$

где k_2 — коэффициент, определяемый по табл. 111.1.16 в зависимости от отношения a/h_0 .

Если σ_M/h_0 не больше значений, указанных в табл. 111.1.16, то $\sigma_{кр}$ определяется по формулам (111.1.105) и (111.1.106), а $\sigma_{M,кр}$ — по формуле (111.1.112), но с подстановкой $a/2$ вместо a как в формулу (111.1.112), так и в табл. 111.1.16. В обоих случаях $\tau_{кр}$ вычисляется по действительным размерам отсека.

При высоких значениях сжимающих напряжений для устойчивости стенок балок применяют кроме поперечных основных также дополнительные короткие ребра жесткости. Длина коротких ребер должна быть не менее 0,3 высоты стенки и не менее $0,4a_1$, где a_1 — расстояние между осями двух коротких ребер или короткого и основного ребра [0.21].

В стенке балки, укрепленной кроме поперечных основных ребер одним продольным ребром жесткости, расположенным

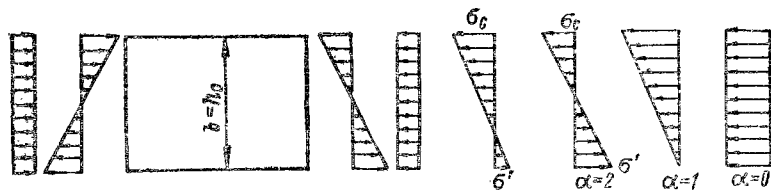


Рис. III.1.34. Пластика под действием нормальных напряжений от изгиба и равномерного сжатия

на расстоянии b_1 от расчетной (сжатой) границы отсека (см. рис. III.1.31, з), обе пластинки, на которые это ребро разделяет отсек, проверяются отдельно [О.58, О.61, 4].

В сжато-изогнутых балках эпюра нормальных напряжений в стенках от изгиба и сжатия характеризуется параметром (рис. III.1.34)

$$\alpha = (\sigma_c - \sigma') / \sigma_c \quad (\text{III.1.116})$$

где σ_c — наибольшее сжимающее напряжение у расчетной границы стенки; σ' — соответствующее напряжение у противоположной расчетной границы стенки.

Напряжения σ_c и σ' определяются в среднем сечении между двумя основными поперечными ребрами жесткости. Критические нормальные напряжения для прямоугольной пластинки, как указывалось выше, определяются по формуле

$$\sigma_{кр} = k (\delta/b)^2 10^4, \quad (\text{III.1.117})$$

где коэффициент k зависит от параметра α [О.58, 4].

Наименьшее значение коэффициент k имеет в случае равномерного сжатия ($\alpha = 0$); для пластинки, опертой по четырем сторонам, $k = 70$, а для обычной степени защемления стенки балки по двум сторонам $k = 100$. В случае изгиба ($\alpha = 2$) для одностенчатых балок $k = 630$, а для коробчатых — $k = 746$ (см. формулы (III.1.105) и (III.1.106)).

Половина ширины B сжатого поясного листа у одностенчатых балок является пластинкой, опертой по трем сторонам (стенка и два ребра жесткости) и свободной по четвертой продольной стороне с равномерным распределением сжимающих усилий по двум коротким сторонам $B/2$. Принимается ширина неукрепленного пояса $B \leq 30\delta_n \sqrt{210/R_p}$, где δ_n — толщина пояса. Укреплять пояс продольными или короткими поперечными ребрами нежелательно.

Сжатые пояса коробчатых балок могут не подкрепляться продольными ребрами при ширине (расстоянии между стенками) $B \leq 65\delta_n \sqrt{210/R_p}$. В случае недонапряжения сжатого пояса значения B могут быть увеличены в $\sqrt{R_p/\sigma}$ раз (где σ — расчетное напряжение), но не более чем на 25%. При большей ширине B укрепление пояса производится продольными ребрами из условия,

чтобы расстояние между ними и между продольным ребром и стенкой не превышало $65\delta_n \sqrt{210/R_p}$ [О.61].

Пластика, подверженная равномерному сжатию в ее плоскости, выпучивается по волнообразным поверхностям, разделенным узловыми линиями, расположенными на расстоянии b (рис. III.1.31, д), т. е. наименьшее значение критического напряжения соответствует квадратной пластинке. Для более коротких пластин критические напряжения резко возрастают, а для более длинных они возрастают слабо и практические значения k следует принимать соответствующими минимальным.

Устойчивость стенок балок асимметричного сечения с более развитым сжатым поясом проверяется, как у балок симметричного сечения, со следующими изменениями:

1) для стенок, укрепленных только поперечными ребрами и одним продольным ребром, расположенным в сжатой зоне, обе пластинки, на которые это ребро разделяет отсек, проверяются отдельно, см. [О.58];

2) для стенок, укрепленных только поперечными ребрами жесткости, в формулах (III.1.105) и (III.1.106) под h_0 понимается удвоенное расстояние от нейтральной оси до расчетной (сжатой) границы стенки. При $\sigma_m \neq 0$ требуются обе проверки, указанные выше, в зависимости от значения отношения σ_m/σ .

Если стенка испытывает сжатие (рис. III.1.34, $\alpha = 0$), то она находится в таком же напряженном состоянии, как и сжатый пояс.

В коробчатых балках с рельсом на поясе, расположенным между стенками балок, расстояние между диафрагмами (поперечными основными и дополнительными ребрами жесткости) определяется из условия прочности рельса (III.1.86).

При наличии продольных ребер необходимый момент инерции сечения поперечного ребра, расположенного по обе стороны стенки, относительно оси укрепляемой стенки [О.58, О.61]

$$J_p = 3h_0\delta^3. \quad (\text{III.1.118})$$

При расположении ребер с одной стороны стенки момент инерции вычисляется относительно оси, совпадающей с ближайшей к ребру гранью стенки.

Необходимый момент инерции сечения продольного ребра жесткости, расположенного по обе стороны стенки или с одной стороны, определяется в зависимости от величины b_1/h_0 по формулам табл. III.1.17. Необходимый момент инерции продольных ребер сжатых поясов коробчатых балок определяется по формуле

$$J_p = 7b\delta^3, \quad (\text{III.1.119})$$

где b — расстояние между продольным ребром и стенкой или между продольными ребрами.

III.1.17. Необходимый момент инерции продольного ребра стенки $J_{пр.р}$ [0.58, 0.61]

b_1/h_0	Необходимый момент инерции ребра стенки $J_{пр.р}$	Предельные значения $J_{пр.р}$	
		минимальные	максимальные
0,20	$(2,5-0,5a/h_0) a^2 \delta^3 / h_0$	$1,5h_0 \delta^3$	$7h_0 \delta^3$
0,25	$(1,5-0,4a/h_0) a^2 \delta^3 / h_0$	$1,5h_0 \delta^3$	$3,5h_0 \delta^3$
0,30	$1,5h_0 \delta^3$	—	—

Примечания: 1. Обозначения a , b_1 , h_0 см. на рис. III.1.33; δ — толщина стенки. 2. Для промежуточных значений b_1/h_0 допускается линейная интерполяция.

Листовой прокат с гофрами (рис. III.1.35) нашел, в частности, применение при изготовлении пролетных балок коробчатого сечения для серийно выпускаемых мостовых кранов общего назначения. По сравнению с плоскими элементами с продольными ребрами жесткости гофрированные элементы обладают рядом преимуществ: снижением трудоемкости изготовления, расхода сварочных материалов, простотой покраски конструкции. Методы расчета стенок с гофрами описаны в работах [46, 78, 105].

Для крановых балок применяются листы из стали 09Г2С толщиной 5 мм. Момент инерции гофра у них $J = 24,1 \text{ см}^4$, в то время как у полосового ребра он равен $1,5h_0 \delta^3 = 1,5 \cdot 121 \cdot 0,5^3 = 22,7 \text{ см}^4$, т. е. жесткость гофра достаточна. При проверке прочности при переменных напряжениях расчетным сечением является место соединения стенки с торцом гофра. Эффективный коэффициент концентрации напряжений $K = 3,2$.

Замкнутая круговая цилиндрическая стальная оболочка, равномерно сжатая параллельно образующим, проверяется на устойчивость при расчете по методу предельных состояний по формуле (III.1.107) и при расчете по методу допускаемых напряжений —

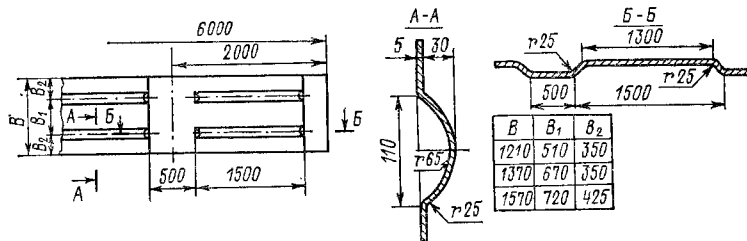


Рис. III.1.35. Листовой прокат с закрытыми периодически повторяющимися гофрами (ТУ-14-2-280—77)

Участок стенки составной балки над опорой должен укрепляться ребрами жесткости и рассчитываться на устойчивость как стойка, находящаяся под давлением опоры. В расчетное сечение этой стойки включаются ребра жесткости и полоса стенки шириной до 15δ с каждой стороны ребра для стальных и 12δ для алюминиевых конструкций. Расчетная длина стойки принимается равной высоте стенки.

III.1.18. Значения коэффициента c в формуле (III.1.121)

r/δ	50	100	150	200	250	500	750	1000	1500
c	0,3	0,22	0,2	0,18	0,16	0,12	0,095	0,08	0,07

Примечание. Приведенные значения коэффициента c действительны для конструкций, выполненных в соответствии с нормативными требованиями [74]

по формуле (III.1.108), где $\sigma = \sigma_1$ и $\sigma_{кр} = \sigma_{кр0}$; при этом $\sigma_{кр0}$ — меньшая из величин [0.58, 0.61, 49],

$$\sigma_{кр0} = \varphi^* m_k R_p; \quad (III.1.120)$$

и

$$\sigma_{кр0} = cE\delta/r. \quad (III.1.121)$$

Здесь σ_1 — расчетное осевое напряжение в оболочке; r — радиус срединной поверхности оболочки; δ — толщина оболочки; R_p — расчетное сопротивление стали сжатию, принимаемое по табл. I.5.11; m_k — коэффициент условий работы, см. (I.5.80); φ^* — коэффициент, который при $0 < r/\delta \leq 300$ следует определять по формуле $0,97 - (0,00025 + 0,95R_p/E) r/\delta$; c — коэффициент, принимаемый по табл. III.1.18.

В случае внецентренного сжатия параллельно образующим или чистого изгиба в диаметральной плоскости напряжение $\sigma_{кр0}$ увеличивается в $1 + 0,1(1 - \sigma'_1/\sigma_1)$ раз, где σ'_1 — наименьшее по алгебраическому значению напряжение (положительным считается напряжение сжатия, а растягивающие напряжения считаются отрицательными). Указанный метод можно применять при изгибе с поперечной силой, если касательные напряжения в месте наибольшего момента не превышают величины $0,07E \sqrt{(\delta/r)^3}$.

Проверки устойчивости стенок круговых цилиндрических оболочек и установки в них продольных ребер жесткости не требуется, если значения r/δ не превосходят величин: 50 — для стали с $\sigma_T = 235 \text{ МПа}$, 45 — для $\sigma_T = 325 \text{ МПа}$, 40 — для $\sigma_T = 390 \text{ МПа}$.

В трубах, рассчитываемых как сжатые или сжато-изгибаемые стержни, при условной гибкости $\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{R_p/E} \geq 0,65$ следует проверять устойчивость трубы в целом согласно п. III.3 данной главы независимо от расчета на устойчивость ее стенок.

Так как длины полуовали выпучивания у труб достаточно малы (рис. III.1.31, e), при необходимости укрепления их ребрами жесткости применяются продольные ребра, расстояния между которыми должны удовлетворять условию $b/\delta \leq 75$, где b — расстояние между ребрами по дуге окружности трубы. Цилиндрическая панель между двумя ребрами проверяется на устойчивость

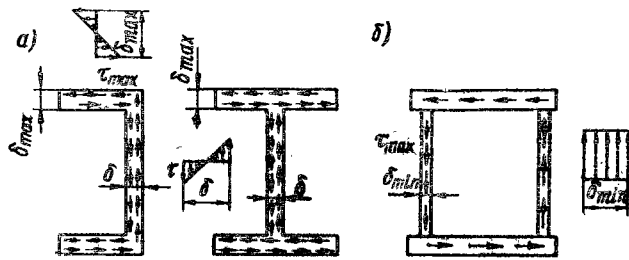


Рис. III.1.36. Схемы распределения касательных напряжений по сечениям балок: а — с открытым профилем; б — с замкнутым профилем

по формулам для замкнутых круговых цилиндрических оболочек (III.1.120) и (III.1.121).

Коническая оболочка вращения с углом конусности $\beta \leq 60^\circ$, сжатая усилием N вдоль оси, проверяется на устойчивость по формуле [0.58, 0.61, 49]

$$N \leq N_{кр}, \quad (III.1.122)$$

где

$$N_{кр} = 2\pi r^* \delta \sigma_{кр0} \cos^2 \beta. \quad (III.1.123)$$

Здесь $\sigma_{кр0}$ определяется по формулам (III.1.120) и (III.1.121) в функции от r/δ (где $r = r^*$);

$$r^* = (0,9r_1 + 0,1r_0)/\cos \beta; \quad (III.1.124)$$

r_0, r_1 — радиусы соответственно меньшего и большего оснований конуса; δ — толщина оболочки.

Кручение балок. Если условия закрепления и нагружения балки, подверженной кручению, не препятствуют деформации (искривлению) ее сечений, то элементы балки не испытывают изгиба, и такой вид кручения называется свободным. Если свободные деформации сечений балки при ее скручивании невозможны, то возникает изгиб отдельных элементов балки, и такой вид кручения называется стесненным или изгибным.

При свободном кручении для балок с открытым профилем (рис. III.1.36, а) максимальное касательное напряжение от действия крутящего момента M_K у наиболее толстого элемента в крайнем волокне

$$\tau_{max} = M_K \delta_{max} / J_K, \quad (III.1.125)$$

где J_K определяется по формуле (III.1.96).

Относительный (погонный) угол закручивания ($см^{-1}$)

$$\theta = M_K / (GJ_K). \quad (III.1.126)$$

Балки с открытым профилем слабо сопротивляются кручению. Для балок с замкнутым профилем (рис. III.1.36, б) максималь-

ное касательное напряжение у элемента профиля с минимальной толщиной стенки

$$\tau_{max} = M_K / (2F\delta_{min}), \quad (III.1.127)$$

где F — площадь, охватываемая средней линией замкнутого профиля (прямоугольник, ограниченный осями, проходящими через середины листов стенок и поясов).

Относительный угол закручивания определяется по формуле (III.1.126) при значениях J_K , определяемых по формуле (III.1.97). Балки с замкнутым профилем хорошо сопротивляются кручению.

При определении напряжений в условиях стесненного кручения к общим напряжениям, вычисляемым по гипотезе плоских сечений, добавляются слагаемые, возникающие от изгиба отдельных элементов балки, что существенно для открытых профилей и имеет второстепенное значение для замкнутых [0.10, 0.21]. Однако при регулярных вырезах в одной из стенок коробчатой балки дополнительные нормальные напряжения от стесненного кручения могут иметь существенное значение [0.21].

Для открытых профилей нормальные напряжения от стесненного кручения определяются по формуле

$$\sigma_\omega = B\omega / J_\omega,$$

где B — изгибно-крутящий бимомент в данном сечении, $Н \cdot см^2$, определяется из дифференциального уравнения стесненного кручения

$$B'' - k^2 B = -m.$$

Здесь m — интенсивность крутящей моментной нагрузки; $k = \sqrt{GJ_K / EJ_\omega}$ — изгибно-крутильная характеристика; ω — главная секториальная площадь (координата) точки контура сечения, в которой определяется нормальное напряжение; по закону изменения ω изменяются нормальные напряжения в волокнах сечения; $J_\omega = \int_F \omega^2 dF$ — секториальный момент инерции, $см^6$. Для некоторых профилей координаты центра изгиба, эпюры ω и значения J_ω приведены в работе [0.58].

Координата центра изгиба замкнутого профиля для наиболее распространенного в конструкциях подъемно-транспортных машин прямоугольного коробчатого сечения для поясов одинаковой толщины при обычных соотношениях в толщинах вертикальных стенок δ_1 и δ_2 может приближенно определяться по формуле [0.21, 104]

$$\alpha_x = J_2 B / (J_1 + J_2) = \delta_2 B / (\delta_1 + \delta_2), \quad (III.1.128)$$

где B — ширина прямоугольного сечения по осям стенок. Определение координат центра изгиба при наличии вырезов в боковой стенке коробчатой балки можно найти в работе [42].

Если жесткостью при кручении можно пренебречь и принять $GJ_K = 0$, то уравнение $B'' - k^2 B = -m$ примет аналогично

уравнению изгиба вид $B'' = -m$. Максимальные нормальные напряжения от бимоента определяются по формуле

$$\sigma_{\omega}^{\max} = B/W_{\omega},$$

где W_{ω} — бимомент сопротивления профиля, $W_{\omega} = J_{\omega} / \omega_{\max}$.

Касательные напряжения τ_{ω} обычно во много раз меньше касательных напряжений τ_n , обусловленных чистым кручением.

Особые случаи изгиба. При изгибе тонкостенных балок в результате искажений их поперечных сечений из-за сдвигов в тех случаях, когда эти сдвиги стеснены (например, имеется заделка), нарушается плоскостной закон распределения нормальных напряжений. Нормальные напряжения по ширине поясов балок не остаются постоянными, а по высоте балок изменяются не по линейному закону. Такое явление носит название стесненного изгиба. Нормальные напряжения в поясе балки при стесненном изгибе могут быть представлены как сумма нормальных напряжений от свободного изгиба и стеснения [О.21]

$$\sigma = M(1 + \varphi) / W_{\alpha}, \quad (III.1.129)$$

где для φ в середине пролета главных балок крановых мостов

$$\varphi_{\max} = 1,75B/L. \quad (III.1.130)$$

Здесь B — ширина коробчатой балки моста (по осям вертикальных стенок); L — пролет балки.

Кольцевые балки с внешней нагрузкой, лежащей в плоскости кольца, встречаются в различных крановых конструкциях. Закрытое кольцо при действии произвольной нагрузки является

статически неопределимым. Расчетные формулы для колец приведены в табл. III.1.19. При расчете на прочность тонкого кольца можно считать справедливыми зависимости, установленные в теории прямолинейных стержней, т. е. пренебрегать

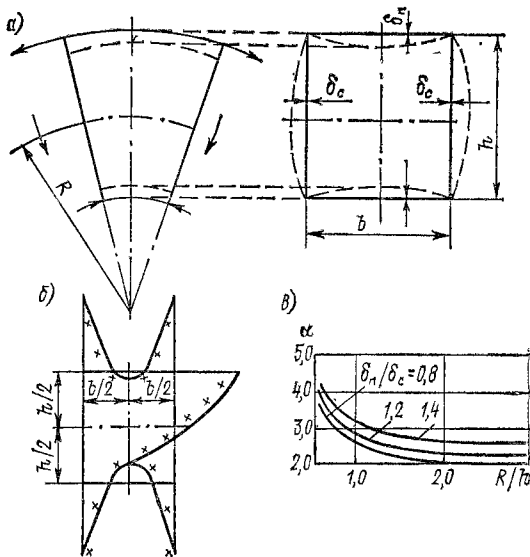


Рис. III.1.37. Коробчатая балка криволинейного очертания; α — искажение поперечного сечения от действия изгибающего момента; β — распределение нормальных напряжений по сечению (сплошные линии — расчет, \times — эксперимент); α — значения коэффициента концентрации

смещением нейтральной оси кольца по отношению к его центру тяжести.

Коробчатые балки криволинейного очертания встречаются во многих металлических конструкциях кранов (см. разд. III, гл. 2 и 4). При изгибе таких балок происходит искажение прямоугольной формы их поперечных сечений и нормальные напряжения по ширине поясов и по высоте стенки распределяются нелинейно (рис. III.1.37, а, б). Наибольшие нормальные напряжения имеют место у пояса с большей кривизной (пояс, ближний к центру кривизны) в месте его соединения со стенкой и выражаются зависимостью $\sigma_{\max} = \alpha\sigma$, где α — коэффициент концентрации (рис. III.1.37, в); σ — напряжения, вычисленные без учета искажения поперечного сечения при изгибе. Эксперимент [30] хорошо подтверждает результаты расчета [26, 29]. В зависимости от отношения радиуса кривизны балки R к высоте ее сечения h α изменяется от 2 до 4 [21]. Для балок с малой кривизной ($R/h \geq 2$) с погрешностью по напряжениям в поясах менее 10 % можно считать, что нейтральная ось при изгибе проходит через центр тяжести сечения и оба пояса находятся в одинаковом напряженном состоянии [92].

Крановые порталы и полупорталы состоят из верхнего строения, представляющего собой при большом пролете (козловые краны) мост, а при малом (портальные и башенные краны, опоры мостовых перегружателей) — раму. Передвижные порталы и полупорталы следует рассчитывать при неподвижном кране с учетом распора, а когда кран находится в движении — без учета распора [О.21]. Значения распора см. в табл. III.1.20. Распор от собственного веса крана при его расчете не должен учитываться, так как он пропадает в процессе монтажа при первых передвижениях крана. Поэтому при изготовлении крана его пролет следует выполнить меньше проектного на величину расхождения колеи крана от действия собственного веса, что равняется для портала

$$\delta = 2\theta h = qL^3h/(12EJ); \quad (III.1.131)$$

для полупортала

$$\delta = \theta h = qL^3h/(24EJ). \quad (III.1.132)$$

Здесь q — равномерно распределенная по пролету нагрузка; L , h — пролет и высота опор; J — момент инерции верхнего строения; θ — угол поворота верхнего строения у опоры.

Температурное влияние следует учитывать при пролетах более 20 м. При повышении температуры распор направлен внутрь пролета, а при понижении — наружу. При изменении температуры на Δt градусов у портала возникает распор

$$H_t = 3\alpha \Delta t EJ/h^2 (2k + 3), \quad (III.1.133)$$

а у полупортала

$$H_t = 3\alpha \Delta t EJ/h^2 (k + 1). \quad (III.1.134)$$

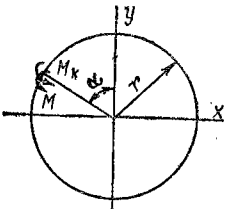
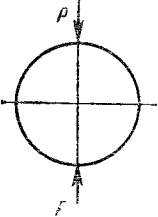


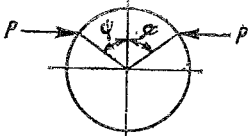
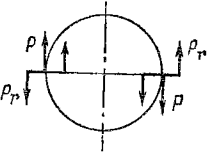
Схема нагружения	Расчетные формулы
	<p>Обозначения: M, (M_k) — изгибающий (крутящий) момент в сечении кольца; положительное направление момента принято, как указано на рисунке, когда кривизна кольца уменьшается; α — текущий угол (ψ, φ — фиксированные углы, определяющие положение действующей нагрузки); δ_x, δ_y — изменения диаметра кольца в направлении осей x и y; знак плюс соответствует увеличению диаметра; J — момент инерции сечения; E — модуль упругости.</p>
<p>1</p> 	$M = Pr (1/\pi - 1/2 \sin \alpha);$ $M_{\max} = (1/\pi) Pr \text{ при } \alpha = 0 \text{ и } \pi;$ $M_{\min} = -(4/7\pi) Pr \text{ при } \alpha = \pi/2 \text{ и } 3/2\pi;$ $\delta_x = 0,137Pr^3/(EJ); \delta_y = -0,149Pr^3/(EJ)$
<p>2</p> 	$0 \leq \alpha \leq \psi; M = Pr (2/\pi - \sin \psi \cos \alpha);$ $\psi \leq \alpha \leq \pi/2; M = Pr (2/\pi - \cos \psi \sin \alpha)$
<p>3</p> 	$0 \leq \alpha \leq \psi; M = Pr \cos \psi \sin \alpha;$ $\psi \leq \alpha \leq \pi/2; M = Pr \sin \psi \cos \alpha$
<p>4¹</p> 	<p>см. [0.58]</p>
<p>5</p> 	$M = -0,5Pr \sin \alpha$

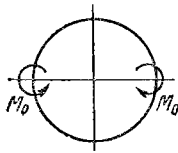
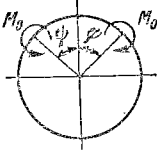
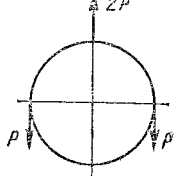
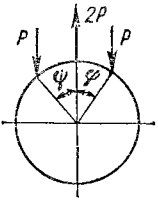
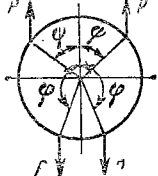
Схема нагружения	Расчетные формулы
<p>6</p> 	<p>При $0 \leq \alpha \leq \pi/2$, $M = M_0 [(2/\pi) \cos \alpha - 0,5];$ При $\pi/2 \leq \alpha \leq \pi$, $M = M_0 [(2/\pi) \cos \alpha + 0,5];$ $M_{\max} = 0,5M_0; M_{\min} = -0,5M_0$</p>
<p>7</p> 	<p>При $0 \leq \alpha \leq \psi$ $M = M_0 [(1/\pi) (2 \sin \psi \cos \alpha + \psi) - 1];$ При $\psi \leq \alpha \leq \pi$ $M = M_0 [(1/\pi) (2 \sin \psi \cos \alpha + \psi)];$ $\delta_x = M_0 r^2 / ((2/\pi) \psi - \sin \psi) / (EJ);$ $\delta_y = M_0 r^2 / ((2/\pi) \psi + \cos \psi - 1) / (EJ)$</p>
<p>8</p> 	<p>При $0 \leq \alpha \leq \pi/2$ $M = Pr [(1/\pi) \cos \alpha + \sin \alpha - 2/\pi - (4/7) (1/\pi)];$ При $\pi/2 \leq \alpha \leq \pi$, $M = Pr [4/(7\pi) + (1/\pi) \cos \alpha];$ $\delta_x = -0,1366Pr^3/(EJ); \delta_y = 0,1488Pr^3/EJ$</p>
<p>9</p> 	<p>При $0 \leq \alpha \leq \psi$ $M = Pr [(1/\pi) (\psi \sin \psi + \cos \psi + \sin^2 \psi \cos \alpha - 1) - \sin \psi + \sin \alpha];$ При $\psi \leq \alpha \leq \pi$ $M = Pr [(1/\pi) (\psi \sin \psi + \cos \psi + \sin^2 \psi \cos \alpha - 1)];$ $\delta_x = \frac{Pr^3}{EJ} [0,5 (\sin^2 \psi + 2) + (2/\pi) \times$ $\times (\psi \sin \psi + \cos \psi - 1) - 2 \sin \psi];$ $\delta_y = \frac{Pr^3}{EJ} [0,5 (\sin \psi \cos \psi - \psi) +$ $+ (2/\pi) (\psi \sin \psi + \cos \psi - 1) - \sin \psi]$</p>
<p>10¹</p> 	<p>См. [0.58]</p>

Схема нагружения	Расчетные формулы
11 ¹ 	См. [0.58]
12 ¹ 	См. [0.58]
13 ¹ 	См. [0.58]
14 	$M = -0,5M_0 \cos \alpha; M_R = -0,5M_0 \sin \alpha$
15 	$0 \leq \alpha \leq \pi/2; M = 0,5M_0 \sin \alpha;$ $M_R = 0,5M_0 (\pi/4 - \cos \alpha)$
16 	$M = 0; M_R = 0,5Pr$

Схема нагружения	Расчетные формулы
17 	$0 \leq \alpha \leq \psi; M = -Pr \cos \psi (1 - \cos \alpha);$ $\psi \leq \alpha \leq \pi/2;$ $M = -Pr [\cos \psi (1 - \cos \alpha) - \sin (\alpha - \psi)]$
18 	$0 \leq \alpha \leq \psi; M = -Pr \cos \psi \sin \alpha;$ $\psi \leq \alpha \leq \pi/2; M = -Pr \sin \psi \cos \alpha$
19 	$M = M_0 \sin \alpha$
20 	$M = 0,5M_0 (1 - \cos \alpha)$
21 ¹ 	См. [0.58]

III.1.20. Формулы для расчета полупорталов и порталов

Схема нагрузок и опоры изгибающих моментов	Распор H , усилие в затяжке X	Изгибающие моменты в сечениях: верхнего строения M , опоры M'
	$H = \frac{qc(2b+c) \times (2L^2 - 2b^2 - 2bc - c^2)}{8hL^2(k+1)}$ <p>Опорные реакции:</p> $V_A = \frac{qc}{L} \left(b + \frac{c}{2} \right) + H \frac{h}{L};$ $V_C = \frac{qc}{L} \left(a + \frac{c}{2} \right) - H \frac{h}{L}$	<p>В любом сечении на расстоянии x от C:</p> <p>для участка a</p> $M_x = V_c x - qc(x - b - c/2);$ <p>для участка c</p> $M_x = V_c x - (q/2)(x - b)^2;$ <p>для участка b</p> $M_x = V_c x;$ $M_y = -Hy; \quad M'_B = -Hh$
	$H = \frac{Pab(L+b)}{2hL^2(k^2+1)}$	$M'_B = -Hh;$ $M_p = \frac{Pab(2L^2k + 3La - a^2)}{2L^3(k+1)}$
	$H_A = \frac{qh}{8} \frac{3k+4}{k+1};$ $H_C = \frac{qh}{8} \frac{5k+4}{k+1}$	$M'_y = \frac{qy}{8} \times \frac{4(h-y) + k(3h-4y)}{k+1};$ $M_B = -V_c L = -\frac{qh^2k}{8(k+1)}$ <p>При $y_0 = \frac{3k+4}{k+1} \frac{h}{8}$</p> $M_{max} = \frac{qh^2}{128} \left(\frac{3k+4}{k+1} \right)^2$
	$H_A = P \frac{b}{h} - \frac{Pab(a+h)}{2h^3(k+1)};$ $H_C = P \frac{a}{h} + \frac{Pab(a+h)}{2h^3(k+1)}$	$M'_p = \frac{Pab}{2h^3} \times \frac{2h^2k + 3hb - b^2}{k+1};$ $M_B = -V_c L = -\frac{Pab(a+h)}{2h^2(k+1)}$

Продолжение табл. III.1.20

Схема нагрузок и опоры изгибающих моментов	Распор H , усилие в затяжке X	Изгибающие моменты в сечениях: верхнего строения M , опоры M'
	$H = \frac{qc(-6b^2 + 6bL - 6bc - 2c^2 + 3cL)}{4hL(2k+3)}$ <p>Опорные реакции:</p> $V_A = \frac{qc}{2L}(2b+c);$ $V_D = \frac{qc}{2L}(2a+c)$	$M_B = M_G = -Hh$ <p>Для участка a (x измерено от B):</p> $M_x = V_A x + M_B$ <p>Для участка c (x измерено от B):</p> $M_x = V_A x - q \frac{(x-a)^2}{2} + M_B$ <p>Для участка b (x измерено от C):</p> $M_x = V_D x + M_G$ <p>При $x = a + V_A/q = a + c(2b+c)/(2L)$</p> $M_{max} = \frac{qc(2b+c)}{2L} \times \left[a + \frac{c}{4L}(2b+c) + M_B \right]$
	$H = \frac{3Pab}{2hL(2k+3)}$	$M_B = M_G = -Hh$ <p>Для участка a (x измерено от B):</p> $M_x = \frac{Pb}{L} x + M_B$ <p>Для участка b (x измерено от C):</p> $M_x = \frac{Pa}{L} x + M_G$ <p>При $x = a$</p> $M_{max} = \frac{4k+3}{3k+3} \frac{Pab}{2L}$
	$H = \frac{3P(ac+2ab+bc)}{2hL(2k+3)}$ <p>При $a = b$</p> $H = \frac{3Pa(a+c)}{hL(2k+3)}$ <p>Опорные реакции:</p> $V_A = \frac{P}{L}(c+2b);$ $V_D = \frac{P}{L}(c+2a)$ <p>При $a = b$</p> $V_A = V_D = P$	$M_B = M_G = -Hh;$ $M_p = V_A a + M_B;$ $M_{max} = V_D b + M_G$ <p>При $a = b$</p> $M_B = M_G = -\frac{3Pa(a+c)}{L(2k+3)};$ $M_p = Pa + M_B$

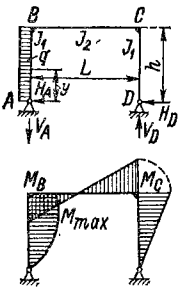
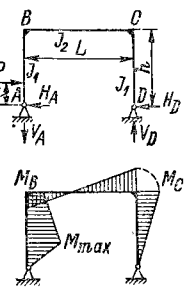
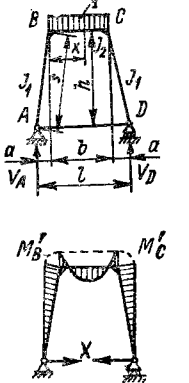
Схема нагрузок и эпюры изгибающих моментов	Распор H , усилие в затяжке X	Изгибающие моменты в сечениях: верхнего строения M , опоры M'
<p>8</p> 	$H_A = \frac{11k + 18}{2k + 3} \frac{qh}{8};$ $H_D = \frac{5k + 6}{2k + 3} \frac{qh}{8}$	$M_B = \frac{3qh^2(k + 2)}{8(2k + 3)};$ $M_G = -\frac{qh^2}{8} \frac{5k + 6}{2k + 3}.$ <p>При $y = \frac{h}{8} \frac{11k + 18}{2k + 3},$</p> $M_{\max} = \frac{q}{2} \left(\frac{h}{8} \frac{11k + 18}{2k + 3} \right)^2$
<p>9</p> 	$H_A = \frac{k(4 + \delta^3 - 3\delta) + 6 - 3\delta}{2k + 3} \times \frac{P}{2};$ $H_D = \frac{3 + (3 - \delta^2)k}{2k + 3} \times \frac{P\delta}{2},$ <p>где $\delta = \frac{c}{h}$</p>	$M_{\max} = H_{AC};$ $M_B = \frac{k(h^2 + c^2) + 3h^2}{2h^2(2k + 3)} P c;$ $M_C = \frac{k(c^2 - 3h^2) - 3h^2}{2h^2(2k + 3)} P c$
<p>10</p> 	$X = \frac{qb^2h}{12J_2} [b + 2a \times (3 + 2k_1)] \times \frac{l + \frac{h^2b}{3J_2}}{F} \times (3 + 2k_1)$ <p>Опорные реакции: $V_A = V_D = qb/2.$ F — площадь затяжки</p>	$M'_B = M'_C = V_A a - Xh.$ <p>Для ригеля, измеряя x от $B:$</p> $M_x = V_A(a + x) - Xh - \frac{qx^2}{2}$

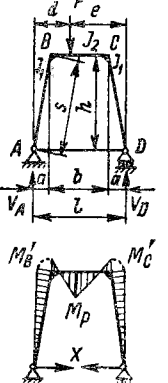
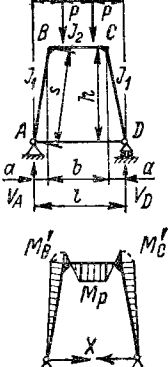
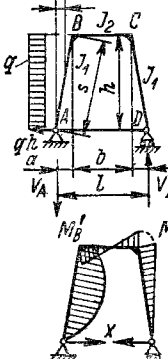
Схема нагрузок и эпюры изгибающих моментов	Распор H , усилие в затяжке X	Изгибающие моменты в сечениях: верхнего строения M , опоры M'
<p>11</p> 	$X = \frac{\frac{Ph}{6J_2} [3(de - a^2) + 2abk_1]}{\frac{l}{F} + \frac{h^2b}{3J_2} (3 + 2k_1)}$ <p>Опорные реакции: $V_A = P \frac{e}{l};$ $V_D = P \frac{d}{l}.$ F — площадь затяжки</p>	$M'_B = V_A a - Xh;$ $M_p = V_A d - Xh;$ $M'_C = V_D a - Xh$
<p>12</p> 	$X = \frac{\frac{Ph}{3J_2} [3(d^2 + dc - a^2) + 2abk_1]}{\frac{l}{F} + \frac{h^2b}{3J_2} (3 + 2k_1)}$ <p>Опорные реакции: $V_A = V_D = P.$ F — площадь затяжки</p>	$M'_B = M'_C = V_A a - Hh;$ $M_p = V_A d - Xh$
<p>13</p> 	$X = \frac{\frac{qh^3b}{24J_2} (6 + 5k_1)}{\frac{l}{F} + \frac{h^2l}{3J_2} (3 + 2k_1)}$ <p>Опорные реакции: $V_A = V_D = qh^2/(2l).$ F — площадь затяжки</p>	<p>Для стойки AB, измеряя x от $A:$</p> $M'_x = (qh - X) \frac{hx}{a} - V_A x - \frac{qh^2x^2}{2a^2};$ $M'_B = V_D(l - a) - Xh;$ $M'_C = V_D a - Xh$

Схема нагрузок и эпюры изгибающих моментов	Распор H , усилие в затяжке X	Изгибающие моменты в сечениях: верхнего строения M' , опоры M''
<p>14</p>	$X = \frac{Prbh}{l} \left[\frac{3 + (3 - \delta^2)k_1}{F + \frac{h^2b}{3J_2}(3 + 2k_1)} \right]$ <p>Опорные реакции: $V_A = V_D = P \frac{r}{l}$ F — площадь затяжки</p>	$M'_p = (P - X)r - V_D a \delta;$ $M'_B = V_D(l - a) - Xh;$ $M'_C = V_D a - Xh,$ <p>где $\delta = \frac{r}{h}$</p>
<p>Примечания: 1. $k = (J_2/J_1)(h/L)$; $k_1 = (J_2/J_1)(s/b)$. 2. Эпюры изгибающих моментов построены на растянутых волокнах.</p>		

Здесь $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ — коэффициент линейного расширения, а остальные обозначения см. в табл. III.1.20. Температурный интервал между двумя передвижениями крана может составлять 10—20 °С.

При рассмотрении горизонтальных колебаний порталов, возникающих от действия горизонтальных инерционных сил, ветра и сейсмических нагрузок, значение периода их собственных колебаний [О.21]

$$\tau = 2\pi \sqrt{(m_T + m_M) \delta} \quad \text{с,} \quad \text{(III.1.135)}$$

где m_T — масса тележки (поворотного крана) с грузом, расположенной на верхнем строении; m_M — приведенная масса конструкции, равная массе верхнего строения и одной трети массы опор; δ — горизонтальное смещение верхнего строения портала (массы $m_T + m_M$) от единичной горизонтальной силы: при двух неподвижных опорах

$$\delta = h^3 (2k + 1) / (12EJ_1 k); \quad \text{(III.1.136)}$$

при одной неподвижной опоре

$$\delta = h^3 (k + 1) / (3EJ_1 k). \quad \text{(III.1.137)}$$

В формулах (III.1.136) и (III.1.137) обозначения те же, что и в табл. III.1.20. Если размеры поперечного сечения опоры изменяются по высоте, можно для J_1 принимать среднее значение из моментов инерции для верхнего и нижнего сечений.

При расчете поясов ферм на совместное действие продольной и поперечной нагрузок расчет на поперечную нагрузку производится как для неразрезных балок с числом опор, равным числу

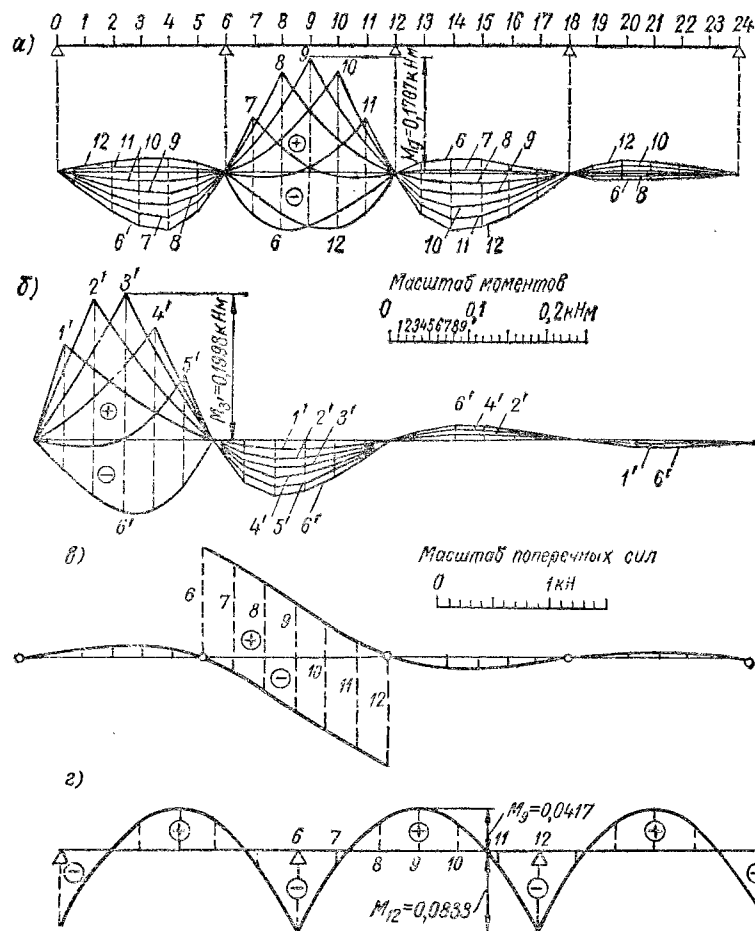


Рис. III.1.38. Линии влияния изгибающих моментов (а) и поперечной силы (б) и эпюра изгибающих моментов (з) от равномерно распределенной нагрузки в промежуточном пролете балки с бесконечно большим числом равных пролетов; линия влияния изгибающих моментов (б) в крайнем пролете балки с четырьмя равными пролетами

узлов пояса, при следующих упрощающих предположениях: все панели пояса имеют одинаковую длину; пояс имеет постоянное поперечное сечение во всех панелях, опоры пояса жесткие и расположены на одной прямой.

При этом изгибающие моменты и опорные реакции определяются по линиям влияния для промежуточных панелей как для балок с бесконечно большим числом равных пролетов (рис. III.1.38, а, б), а для крайней панели — как для четырехпролетной балки (рис. III.1.38, б). В табл. III.1.21 приведены ординаты линий влияния для груза $P = 1 \text{ кН}$ и пролетов $l = 1 \text{ м}$, показанные на рис. III.1.38.

III.1.21. Ординаты линий влияния для 1 кН

Номер ординаты	Изгибающие моменты для линий					
	Крайний пролет балки с четырьмя равными пролетами (рис. III.1.38, б)					
	1'	2'	3'	4'	5'	6'
0	0	0	0	0	0	0
1	0,1318	0,0966	0,0617	0,0266	-0,0084	-0,0434
2	0,0979	0,1958	0,1271	0,0582	-0,0106	-0,0793
3	0,0666	0,1332	0,1998	0,0997	-0,0004	-0,1004
4	0,0391	0,0781	0,1172	0,1562	0,0285	-0,0992
5	0,0164	0,0328	0,0494	0,0657	0,0823	-0,0681
6	0	0	0	0	0	0
7	-0,0094	-0,0188	-0,0283	-0,0377	-0,0471	-0,0565
8	-0,0130	-0,0260	-0,0390	-0,0520	-0,0650	-0,0780
9	-0,0123	-0,0246	-0,0369	-0,0491	-0,0614	-0,0737
10	-0,0088	-0,0176	-0,0265	-0,0353	-0,0441	-0,0529
11	-0,0042	-0,0084	-0,0127	-0,0169	-0,0211	-0,0253
12	0	0	0	0	0	0

Если по ферме перемещаются два колеса с расстоянием между ними b , каждое с нагрузкой P , то при длине панели l расчетные значения изгибающих моментов в панели и в узле будут равны:

$$M_{\Pi} = \alpha Pl \text{ и } M_{\gamma} = \beta Pl, \quad (\text{III.1.138})$$

где значения коэффициентов α и β см. в табл. III.1.22.

На рис. III.1.38, г построена эпюра изгибающих моментов от равномерно распределенной нагрузки балки с бесконечно больш-

III.1.22. Коэффициенты α и β в формулах (III.1.138)

$\frac{b}{l}$	Для крайнего пролета четырехпролетной балки		Для балки с бесконечным числом пролетов		$\frac{b^2}{l^2}$	Для крайнего пролета четырехпролетной балки		Для балки с бесконечным числом пролетов	
	α	β	α	β		α	β	α	β
0,1	0,35	-0,20	0,30	-0,17	0,9	0,17	-0,18	0,14	-0,17
0,2	0,31	-0,20	0,25	-0,16	1,0	0,17	-0,18	0,14	-0,16
0,3	0,28	-0,18	0,22	-0,15	1,1	0,17	-0,16	0,15	-0,15
0,4	0,26	-0,18	0,21	-0,14	1,2	0,18	-0,14	0,15	-0,14
0,5	0,23	-0,16	0,17	-0,16	1,3	0,18	-0,13	0,16	-0,12
0,6	0,20	-0,16	0,16	-0,17	1,4	0,19	-0,12	0,16	-0,10
0,7	0,19	-0,18	0,15	-0,17	1,5	0,20	-0,10	0,17	-0,08
0,8	0,18	-0,18	0,14	-0,17	—	—	—	—	—

¹ l — длина панели фермы. ² b — база тележки

влияния, кНм				Поперечные силы (рис. III.1.38, в)	Моменты от равномерно распределенной нагрузки по всем пролетам, кНм	
Промежуточный пролет балки с бесконечно большим числом равных пролетов (рис. III.1.38, а)					Промежуточный пролет (рис. III.1.38, в)	Крайний пролет балки с четырьмя равными пролетами
6	7	8	9	6		
0	0	0	0	0	—	0
-0,0271	-0,0214	-0,0157	—	0,0343	—	0,0515
-0,0568	-0,0448	-0,0328	—	0,0720	—	0,0753
-0,0793	-0,0626	-0,0458	—	0,1005	—	0,0713
-0,0840	-0,0663	-0,0485	—	0,1065	—	0,0395
-0,0609	-0,0480	-0,0352	—	0,0772	—	0,0200
0	0	0	—	1,0000	-0,0833	-0,1072
-0,0609	0,0837	0,0615	—	0,8671	-0,0139	—
-0,0840	0,0317	0,1474	—	0,6939	0,0278	—
-0,0793	0,0040	0,0874	0,1707	0,5000	0,0417	—
-0,0568	-0,0057	0,0453	0,0964	0,3061	0,0278	—
-0,0271	-0,0050	0,0172	0,0394	0,1329	-0,0139	—
0	0	0	0	0	-0,0833	—

шим числом равных пролетов, а в табл. III.1.21 даны ординаты эпюры для нагрузки интенсивностью $q = 1$ кНм. Там же приведены ординаты эпюры для крайнего пролета четырехпролетной балки с равными пролетами.

Если для определенных сечений значения ординат эпюры γ , то соответствующие значения изгибающих моментов

$$M = \gamma ql^2. \quad (\text{III.1.139})$$

По приближенному способу считают, что колесо с наибольшей нагрузкой P_1 (при неравных нагрузках) находится в середине панели; при этом значение максимального изгибающего момента в этом сечении (положительное) принимается равным

$$M_{\Pi} = P_1 l / 6, \quad (\text{III.1.140})$$

а в узле (отрицательное)

$$M_{\gamma} = P_1 l / 12. \quad (\text{III.1.141})$$

Стержни пояса фермы испытывают равномерные по сечению напряжения от действия продольной силы N и неравномерные напряжения изгиба. На рис. III.1.39 показан пример распределения напряжений в сжатом поясе. Наибольшие напряжения сжатия

в панели —

$$\sigma = N/F + M_{\Pi}/W_2; \quad (\text{III.1.142})$$

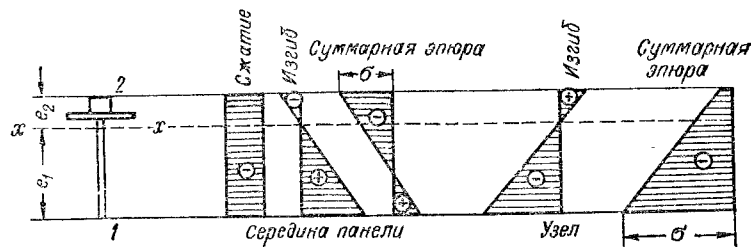


Рис. III.1.39. Эпюры распределения напряжений в сечениях сжатого пояса:
1 и 2 — крайние волокна

в узле —

$$\sigma = N/F + M_y/W_1. \quad (\text{III.1.143})$$

Стенки поясов (см. рис. III.1.4, м, н, о, с) испытывают нормальные напряжения от сжатия и изгиба и сжимающие напряжения от местного давления колес.

Критические нормальные напряжения для пластинки со свободно опертыми короткими сторонами, одной продольной заземленной, а другой свободной определяются по формуле (III.1.117), где k зависит от характера эпюры напряжений. При $\alpha = 0$ (см. рис. III.1.34) $k = 24$, при $\alpha = 1$ $k = 117,5$ [O.21]. Отношения b/δ , не требующие для устойчивости укрепления вертикальной стенки у пояса таврового поперечного сечения при $\alpha = 0$, приведены в табл. III.1.9. В данном случае при неравномерном распределении нормальных напряжений по опертым сторонам пластинки (рис. III.1.39) отношения b/δ , приведенные в табл. III.1.9, можно увеличить в 1,5 раза, т. е. до $b/\delta = 45$ для стали марки Ст3.

Шпренгельные (смешанные) системы, часть элементов которых работает на поперечный изгиб и продольное усилие, а часть — только на продольную силу, находят применение в разнообразных крановых конструкциях (см. разд. III, гл. 2—4). Эти шпренгельные системы состоят из балки, подкрепляющих ее стоек или решеток и нижнего пояса — обвязки и называются шпренгельными балками. Назначение шпренгеля — разгрузить основную балку. Шпренгельные балки внутренние статически неопределимы; расчет их приведен в работе [O.10]. В кранах находят также применение предварительно напряженные конструкции. Их расчет см. [O.21, 3].

Исследования металлических конструкций являются весьма эффективным средством для уточнения методики их расчета, выбора наиболее рациональных конструктивных вариантов и выявления резервов по облегчению конструкций. При отсутствии надежных теоретических методов расчета и проверенных ранее аналогичных проектных решений считается, что специальные исследования обязательны [90]. Исследования проводятся как

на натуральных объектах, так и на моделях: металлических, из оптически активных материалов и электрических с помощью весьма разнообразной аппаратуры [O.21, 75].

III.5. Галереи, площадки, лестницы и перевозка конструкций

Галереи, площадки и лестницы на краях предусматриваются для их технического обслуживания, ремонта и контроля и должны соответствовать требованиям ГОСТ 12.2.067—81 (СТ СЭВ 1719—79) и Госгортехнадзора [O.51].

Галереи и площадки допускается не устраивать на кранах: мостового типа одно- и двухбалочных с ручным приводом; мостовых одно- и двухбалочных с электроталью; подвесных одно- и двухбалочных; двухбалочных со стороны токоподвода при выполнении его гибким кабелем; стрелового типа для обслуживания стрелы, при условии возможности опускания ее без перековки канатов.

Галереи, проходы и площадки кранов должны иметь ограждения с наружной стороны. У мостовых кранов, снабженных галереями, концевые балки, используемые для проходов, должны иметь настил и ограждение с наружной стороны. Грузовая тележка кранов мостового типа и передвижных консольных кранов должна иметь настил, если установленное на ней оборудование не может обслуживаться с галереи моста. При этом с торцевых сторон тележки, а при отсутствии галерей вдоль моста крана и с продольной стороны должно быть установлено ограждение. Настил площадок и галерей должен быть металлическим и исключать возможность скольжения ног (стальные рифленые, дырчатые и другие листы).

При устройстве в настиле галереи или ремонтной площадки люка для входа размеры его следует принимать не менее 500×500 мм. Свободная высота над настилом галерей, площадок и проходов, за исключением настила концевых балок и тележек, должна быть не менее 1800 мм. Допускается местное уменьшение высоты прохода при пересечении его неподвижными элементами конструкции крана. Ширина галереи должна обеспечивать свободный проход не менее 500 мм. Допускается местное сужение до 400 мм. Высота ограждения перилами галерей, проходов и площадок должна быть 1000 мм со сплошной зашивкой по низу на высоту не менее 100 мм. Высота перил на тележке и концевой балке может быть уменьшена, если размеры здания не позволяют установить перила высотой 1000 мм, но не более чем до 700 мм.

Наклонные лестницы должны иметь угол наклона не более 75° , быть ограждены перилами и иметь ширину между перилами не менее 600 мм. Если конструкция крана не позволяет устроить наклонные лестницы, следует применять вертикальные лестницы с углом наклона к горизонтали более 75° . Ширина вертикальных

лестниц должна быть не менее 400 мм, а шаг ступеней — не более 300 мм. Шаг ступеней должен быть одинаковым по всей высоте лестницы. На вертикальных лестницах, начиная с высоты 2000 мм, следует сооружать защитное ограждение в виде дуг, которые должны располагаться между собой на расстоянии не более 800 мм друг от друга и соединяться между собой не менее чем тремя продольными полосами. Расстояние от лестницы до дуги должно быть не более 700 мм. На вертикальных лестницах через каждые 8000 мм или менее следует сооружать площадки для отдыха. Верхний конец лестницы должен возвышаться над настилом верхней площадки на 1000 мм, или на площадке должны быть установлены два вертикальных поручня высотой 700 мм с расстоянием между ними 500 мм или должны быть установлены скобы.

Площадки и галереи должны рассчитываться на подвижную сосредоточенную нагрузку в 3000 Н, распределенную на площади размером 0,2×0,2 м. Ограждения (перила) площадок должны проверяться на раздельное воздействие сосредоточенной вертикальной нагрузки в 1000 Н и горизонтальной нагрузки в 350 Н. Ступени лестниц должны проверяться на вертикальную сосредоточенную нагрузку в 1200 Н; при высоте лестницы более 3 м ее балки и элементы следует проверять на находящиеся на расстоянии между собой в 1,5 м две подвижные нагрузки, каждая из которых равна 1000 Н. Помимо перечисленных нагрузок при расчете галерей, площадок и лестниц следует учитывать нагрузку от их весов и установленного на них оборудования (при его наличии).

Перевозка конструкций к месту установки кранов осуществляется в большинстве случаев по железной дороге на открытом подвижном составе, что производится по правилам Министерства путей сообщения (МПС) с соблюдением железнодорожных габаритов.

Габаритом погрузки называется предельное максимальное поперечное перпендикулярное к оси пути очертание, в котором должен помещаться погруженный на подвижной состав груз (с учетом его упаковки и крепления) при нахождении подвижного состава на прямом горизонтальном пути и совмещении в одной плоскости продольных осей подвижного состава и пути. Габарит погрузки грузов, перевозимых по всем путям общей сети железных дорог СССР и путям промышленных предприятий колеи 1520 (1524) мм, установленный в соответствии с габаритом подвижного состава I—Т по ГОСТ 9238—83, показан на рис. III.1.40. Габаритные размеры погрузки во всех поперечных сечениях по длине подвижного состава, если их длина (рис. III.1.41) не превышает величин для типовых платформ, приведенных в табл. III.1.23.

В этих случаях на криволинейных участках пути уширение габарита погрузки (из-за поворота платформ относительно оси

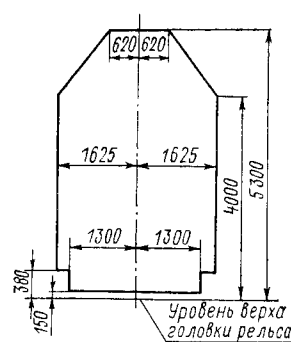


Рис. III.1.40. Очертание габарита погрузки грузов, перевозимых в пределах общей сети железных дорог СССР

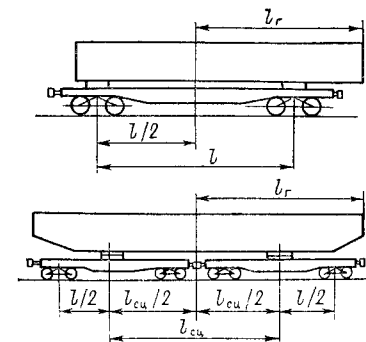


Рис. III.1.41. Схемы габаритов погрузки грузов на платформу и на сцеп из двух платформ

пути, а при сцепе из двух платформ также из-за поворота груза, лежащего на турникетах, относительно платформ) не будет выходить за допустимые пределы. Для грузов еще большей длины погрузки надо осуществлять на сцепе из трех четырехосных платформ, из которых средняя является прикрытием. Когда длина груза больше 24 м, для него устанавливаются уменьшенные габаритные размеры погрузки (рис. III.1.40).

В соответствии с установленными габаритами по железным дорогам, как правило, должны перевозиться габаритные грузы, для чего в большинстве случаев металлические конструкции целесообразно перевозить разобранными на части с последующей сваркой их на месте установки или соединением на монтажных стыках. Расположение монтажных стыков на конструкции зависит как от условий ее транспортировки, так и от способа ее монтажа [О.8, О.30].

Железные дороги принимают в виде исключения для отдельных изделий по разрешению Главного управления движения МПС к перевозке и негабаритные грузы. Перевозка негабаритных грузов выполняется в соответствии с инструкцией [38]. Негабаритность подразделяется на верхнюю, боковую и нижнюю. К гру-

III.1.23. Допустимые длины габаритных грузов для типовых платформ

Платформы с базой l , мм	Наибольшее расстояние от середины платформы до конца груза l_p , м	Сцепы из двух платформ базой l , мм	База сцепа l_{cp} , мм	Наибольшее расстояние от середины сцепа до конца груза l_p , м
9720 9294	9,10 8,95	9720 9294	14 620 14 194	12,74 12,00

Примечания: 1. Базой считается расстояние между осями колесных пар. 2. При сцепках из двух платформ груз опирается в центре каждой платформы

зам с верхней негабаритностью относятся такие, которые выходят за очертания габарита погрузки на высоте от 4000 до 5300 мм от уровня головки рельса, с боковой негабаритностью — на высоте от 1230 до 4000 мм, с нижней негабаритностью — от уровня головки рельса до 1230 мм по высоте. В зависимости от величины выходов грузов за габарит погрузки боковая негабаритность подразделяется на пять ступеней (0, I, II, III, IV), причем размер 1625 мм (рис. III.1.40) увеличивается соответственно до 1700, 1800, 1900, 2000, 2225 мм; габаритные размеры погрузки по высоте 4000 и 5300 мм во всех случаях сохраняются. Для каждой негабаритности установлены свои особые условия перевозки. Для перевозки груза с большой боковой негабаритностью в отдельных случаях прекращается движение по соседнему пути.

Силы, действующие на грузы при железнодорожных перевозках, приведены в п. I.11, общие требования по обеспечению прочности крепежных материалов и устройству креплений грузов — в работах [О.65], а также в справочнике А. Д. Малова и др. Размещение и крепление грузов в вагонах. М.: Транспорт, 1980. 328 с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барабанов Н. В., Иванов Н. А., Новиков В. В. Повреждения судовых конструкций Л.: Судостроение, 1977. 400 с.
2. Барнашова Г. К., Великанов К. М., Власов В. Ф. Расчеты экономической эффективности новой техники: Справ./Под ред. К. М. Великанова. Л.: Машиностроение, 1975. 430 с.
3. Беленя Е. М. Предварительно напряженные несущие металлические конструкции. 2-е изд. М.: Стройиздат, 1975. 415 с.
4. Беленя Е. И., Балдин В. А., Ведеников Г. С. Металлические конструкции. 6-е изд. М.: Стройиздат, 1985. 560 с.
5. Беленя Е. И., Стрелецкий Н. Н., Ведеников Г. С. Металлические конструкции. Спец. курс. 2-е изд. М.: Стройиздат, 1982. 472 с.
6. Белоног С. Л., Серлин Л. Г. Теоретическая оптимальная форма статически неопределимых крановых порталов и их элементов//Тр. ТПИ, 1985 С. 59—67.
7. Бермант А. Ф., Арамаиович И. Г. Краткий курс математического анализа. 8-е изд. М.: Наука, 1973. 720 с.
8. Беспалов В. Н. Оптимальная высота пролетной балки мостового крана//Подъемно-трансп. оборудование, 1981. № 12. С. 7—9.
9. Блейх Ф. Устойчивость металлических конструкций. М.: Физматгиз, 1959. 544 с.
10. Бортяков Д. Е., Савельев А. И. О рациональном расположении продольных ребер жесткости крановых коробчатых балок//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров/Л.: ЛПИ, 1985 С. 214—224. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 1515тм—85 Деп.
11. Бортяков Д. Е., Савельев А. И., Серлин Л. Г. Методика и алгоритм автоматизированного проектирования оптимальной коробчатой стрелы portalного крана//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров/Л.: ЛПИ, 1985. С. 48—65. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 1515тм—85 Деп.
12. Бортяков Д. Е., Серлин Л. Г. Автоматизированное проектирование схем шарнирно-сочлененных стреловых устройств порталных кранов на АРМ—М//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров/Л.: ЛПИ, 1985. С. 38—47. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 1515тм—85 Деп.

13. Броуде Б. М. Распределение сосредоточенного давления в металлических балках. М., Л.: Стройиздат, 1950. 84 с.
14. Будрин С. Б. Оптимальные параметры тонкостенного коробчатого сечения, подкрепленного продольными ребрами жесткости//Тр. ТПИ, Подъемно-транспортные машины, 1976. С. 9—14.
15. Будрин С. Б., Васильченко В. А., Кривенко Л. Н. Универсальные формулы для определения геометрических характеристик сечений балок подвесных однобалочных кранов при автоматизированном расчете//Краны, кран. металлоконструкции, устройства и механизмы. Владивосток. 1983. С. 20—28. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 1196тм—Д83.
16. Будрин С. Б., Серлин Л. Г. Методика оптимального проектирования коробчатых стреловых конструкций переменного сечения для порталных кранов. Деп. в НИИИНФОРМтяжмаш, № 214, РЖ «Промышленный транспорт», 17В. Подъемно-транспортное машиностроение, 1977. № 7.
17. Будрин С. Б., Серлин Л. Г. Оптимизация параметров коробчатого сечения стреловых конструкций порталных кранов. Деп. в НИИинформтяжмаш, № 213, РЖ «Механика». Сводный том, 1977. № 8.
18. Вейнблат Б. М. Высокопрочные болты в конструкциях мостов. М.: Транспорт, 1971. 153 с.
19. Винокуров В. А. Сварочные деформации и напряжения. М.: Машиностроение, 1968. 235 с.
20. Волков С. А. Приближенный расчет сжатых стрел наименьшего веса//Тр. Ленингр. инж.-строит. ин-та, 1971, № 67. С. 42—48.
21. Ворожцов А. Г. Расчетный анализ напряженного состояния галтелей крановых коробчатых балок малой и большой кривизны//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров: Л.: ЛПИ, 1982. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, 8 апреля 1983 г. № 1086тм—Д83.
22. Галченко М. Н. Хрупкое разрушение сварных соединений и конструкций. Москва—Киев: Машгиз, 1963, 181 с.
23. Горпинченко В. М., Пышкин Н. В., Шевченко В. А. Исследование передачи сосредоточенного давления на стенки металлических балок с поясами из тавров или спаренных уголков//Исследования и методы расчета строительных конструкций. ЦНИИСтроительных конструкций им. В. А. Кучеренко. М. 1983. С. 26—35; 105—114.
24. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1969. 520 с.
25. Гохберг М. М. Оптимальная форма поперечного сечения стальной балки, рассчитываемой на выносливость//Тр. ЛПИ, 1978, № 362, С. 29—33.
26. Гохберг М. М. О расчете крановых коробчатых балок с криволинейной осью//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров: Л.: ЛПИ, 1982. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш 8 апреля 1983 г. № 1086тм—Д83.
27. Гохберг М. М. Основные проблемы совершенствования крановых металлических конструкций//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров: Л.: ЛПИ, 1980, библиогр.: 122 с. 2—36. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 572.
28. Гохберг М. М. Разработка ограничений для проектирования оптимальных металлических конструкций козловых кранов общего назначения//Тр. ТПИ, 1985. С. 11—16.
29. Гохберг М. М., Ворожцов А. Г. О расчете элементов крановых коробчатых конструкций криволинейного очертания. Рукопись деп. в ЦНИИТЭИ-строймаш. 20 февраля 1986 г. № 38—сд.
30. Гохберг М. М., Серхио Ибрагим Санчес Дуани. Тензометрическое исследование крановых коробчатых балок с криволинейной осью//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров: Л.: ЛПИ, 1982. С. 45—56. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, 8 апреля 1983 г. № 1086тм—Д83.
31. Гохберг М. М., Фам Ван Хой. Выбор оптимальных параметров пролетного строения козловых одноконсольных и двухконсольных кранов при данной общей длине моста//Грузоподъемные и погрузочные машины. Новочеркасск, 1985. С. 7—14.

32. Гохберг М. М., Фам Ван Хой. О статическом относительном прогибе консолей козловых кранов и выборе их оптимального строительного подлемея// Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров. Л. ЛПИ 1982. С. 88—103. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, 8.04.1983 № 1086тм—Д83.
33. Григорьев Р. С., Ларионов В. П., Новиков Г. А. Хладостойкость сталей при статическом и циклическом нагружении. М.: Наука, 1969. 95 с.
34. Демокритов В. Н. Аналитические зависимости при оптимизации сжатых и сжато-изогнутых стержней//Исследование оптимальных металлических конструкций и деталей подъемно-транспортных машин Саратов 1984 С. 3—12.
35. Демокритов В. Н. Оптимальное проектирование крановых мостов. Ульяновск: Приволжское книжное изд-во, Ульяновское отделение, 1978. 166 с.
36. Евграфов Г. К., Осипов В. О. Расстройство заклепочных соединений и усталостная прочность элементов, прикрепляемых заклепками//Тр ин-та/Московск. ин-т инж. транспорта. 1969. Вып. 269. С. 3—30.
37. Запольский Н. Н., Андрияненко Н. Н., Галактионов Е. С. Оптимальное проектирование телескопических крановых стрел переменного поперечного сечения//Строительные и дорожные машины, 1976. № 3. С. 23—25.
38. Инструкция по перевозке грузов негабаритных и погруженных на транспортеры по железным дорогам СССР колеи 1524 мм. М.: Транспорт, 1968. 112 с.
39. Ицкович А. А. Клееметаллические соединения в строительных конструкциях. М.: Стройиздат 1975. 135 с.
40. Каплун Я. А. Стальные конструкции из широкополочных двутавров и тавров. М.: Стройиздат, 1981. 143 с.
41. Ковальский Б. С., Сороковенко Ф. Ф. Расчет проушины//Вестн. машиностроения, 1969. № 10. С. 7—10.
42. Концевой Е. М. Исследование элементов коробчатых крановых балок с вырезами в боковой стенке: Автореф. дис. ... канд. техн. наук, Л., 1978. 19 с.
43. Концевой Е. М., Сычков В. И., Михайлюк В. В. Исследование быстроразъемных стыковых соединений секций башен башенных кранов//ВНИИстройдорамаш, 1984. Вып. 101. С. 37—45.
44. Копельман Л. А. Сопротивляемость сварных узлов хрупкому разрушению. Л.: Машиностроение, 1978. 231 с.
45. Кулькова Н. Н. Особенности напряженно-деформированного состояния элементов крановой коробчатой балки при расчете стенок в закритической области//Тр. ВНИИПТмаш, 1981. С. 93—100.
46. Кулькова Н. Н. Особенности напряженного состояния стенок крановых коробчатых балок с закрытыми гофрами//Тр. ВНИИПТмаш, 1984. С. 28—41.
47. Кулькова Н. Н. Резервы снижения металлоемкости коробчатых балок//Тр. ВНИИПТмаш, 1979. № 1. С. 3—8.
48. Куницкий Л. С. Определение веса и высоты металлических балок с учетом ограничения деформаций//Промышл. строительство и инженерные сооружения, 1971. № 5. С. 7—9.
49. Лессиг Е. Н., Лилеев А. Ф., Соколов А. Г. Листовые металлические конструкции. М.: Стройиздат. 1970. 488 с.
50. Лифшиц В. Л. Снижение металлоемкости башенных кранов//Строительное, дорожное и коммунальное машиностроение. Сер. 12. Вып. 4. — М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1979. 39 с.
51. Лихтарников Я. М. Вариантное проектирование и оптимизация стальных конструкций. М.: Стройиздат, 1979. 319 с.
52. Локшин А. З., Рябов Л. И. Судовые кляпные соединения. Л.: Судостроение, 1973. 200 с.
53. Металлические конструкции из алюминиевых сплавов: Справ. проектировщика. М.: Стройиздат, 1980. 455 с.
54. Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. Утверждена Гос. комитетом Совета Министров СССР по науке и технике и по делам изобретений и открытий 17.02.1977. М.: Всесоюз. научно-исследовательский ин-т патентной информации, 1982. 41 с.
55. Мюнзе В. Х. Усталостная прочность сварных стальных конструкций: Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1968. 311 с.

56. Навроцкий Д. И. Расчет сварных соединений с учетом концентрации напряжений. Л.: Машиностроение, 1968. 171 с.
57. Недоводев В. Я. Методика расчета и оптимального проектирования рамных порталов порталных кранов//Исследование оптимальных металлоконструкций и деталей подъемно-транспортных машин Саратов 1984 С. 12—18.
58. Недоводев В. Я., Серлин Л. Г. Особенности оптимального проектирования статически неопределимых рамных порталов порталных кранов//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров: Л.: ЛПИ, 1985. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 1515тм—85 Деп.
59. Недоводев В. Я., Серлин Л. Г. Параметрическая оптимизация стержневых элементов металлических конструкций портала//Механика и процессы управления. Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры. Саратов, 1981. С. 54—59.
60. Николаев Г. А., Куркин С. А., Винокуров В. А. Сварные конструкции. Прочность сварных соединений и деформации конструкций. М.: Высш. шк., 1982. 272 с.
61. Николаев Г. А., Куркин С. А., Винокуров В. А. Сварные конструкции. Технология изготовления, автоматизация производства и проектирование сварных конструкций. М.: Высш. шк., 1983. 344 с.
62. Нормы проектирования. Алюминиевые конструкции. СН и П 11—24—74 (СН и П 11 В. 5—64). М.: Стройиздат, 1975 (1965). 47 с. (67 с.).
63. Онищенко В. И., Шнюков В. С. О напряженном состоянии узловых фасонек в сварных крановых фермах//Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1976. № 1. С. 134—137.
64. Осипов В. О., Кирста А. А. Напряженное состояние и выносливость заклепок и высокопрочных болтов, работающих «на отрыв головок» в креплениях продольных балок к поперечным//Тр. ин-та/Московского ин-та инж. транспорта, 1969. Вып. 269. С. 68—92.
65. Патон Е. О., Горбунов Б. Н. Стальные мосты. Т. 2, ГНТНУ, Харьков—Киев: 1936. 171 с.
66. Пиковский А. А. Статика стержневых систем со сжатыми элементами. М.: Физматгиз, 1961. 394 с.
67. Позынич К. П. Определение стоимостных показателей металлических сварных конструкций на примере стреловых устройств порталных кранов. Л.: ЛПИ, Деп. в НИИинформтяжмаш, № 211. 1977. 16 с.
68. Позынич К. П. Частный случай задачи оптимизации сечений крановых коробчатых металлоконструкций//Тр. ЛПИ, 1978. № 362. С. 39—43.
69. Позынич К. П., Серлин Л. Г. Последовательность проектировочного расчета оптимальных статически неопределимых металлических конструкций на примере шпренгельной стрелы порталного крана//Тр. ТПИ, Тульск. политех. ин-т, 1976. С. 26—30.
70. Половинкин А. И., Бобков Н. К., Буш Г. Я. Автоматизация поискового конструирования/Под ред. А. И. Половинкина М.: Радио и связь, 1981. 344 с.
71. Поляк Б. Т. Введение в оптимизацию. М.: Наука, 1983. 384 с.
72. Попов К. В., Савицкий В. Г. Низкотемпературная хрупкость стали и деталей машин. М.: Машиностроение, 1969. 192 с.
73. Попов С. А. Алюминиевые строительные конструкции. М.: Высш. шк., 1969. 319 с.
74. Правила производства и приемки работ. СН и П 11—18—75. Ч. III. Металлические конструкции. М.: Стройиздат, 1976. 160 с.
75. Ренский А. Б., Баранов Д. С., Макаров Р. А. Тензометрирование строительных конструкций и материалов. — М.: Стройиздат, 1977. 239 с.
76. Ржаницын А. Р. Строительная механика. М.: Высш. шк., 1982. 400 с.
77. Руководящий технический материал РТМ 24.090.52—79. Краны грузоподъемные. Материал для сварных металлических конструкций. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш. 1980. 19 с.
78. Руководящий технический материал. РТМ 24.090. 76—84. Краны мостовые. Методы расчета стенок с гофрами пролетных балок. М.: ВНИИПТмаш, 1984. 33 с.

79. Ряхин В. А., Цвей И. Ю., Балаховский М. С. Металлические конструкции строительных и дорожных машин М.: Машиностроение, 1972. 312 с.
80. Сергеев Н. Д., Богатырев А. И. Проблемы оптимального проектирования конструкций Л.: Стройиздат, 1971. 136 с.
81. Серлин Л. Г. Оптимальный вес коробчатых металлоконструкций стрелы и хобота порталного крана//Тр. ЛПИ, 1972. № 392. С. 62—71.
82. Серлин Л. Г., Нгуен Ким Кхань. Анализ результатов оптимального проектирования рамных порталов порталных кранов на базе плоских расчетных схем//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров/ЛПИ, 1985. С. 102—112. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш. № 1515тм—85 деп.
83. Серлин Л. Г., Нгуен Ким Кхань. Теоретическая оптимальная форма рамного двухстоечного портала порталного крана//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров Л., ЛПИ 1985 С 113—140. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш № 1515тм—85 Деп.
84. Сиротский В. Ф. Критерии оптимизации параметров кранов//Вестн. машиностроения, 1976. № 7. С. 45—46.
85. Собчикевич В. В. Конструирование сварного узла с гочки зрения требований циклической долговечности. — Мех. усталость мет. Материалы 6 Междунар. коллоқ. Киев, июнь 1981. Киев: 1983. С. 368—375. РЖ «Промышленный транспорт», 17. В. 1984, № 6, реф. 6В. 110.
86. Стальные конструкции из труб/Под ред. С. А. Ильясевича. М.: Стройиздат, 1973, 180 с.
87. Стрелецкий Н. С. Избранные труды. М.: Стройиздат, 1975. 423 с.
88. Стрелецкий Н. С., Стрелецкий Д. Н. Проектирование и изготовление экономичных металлических конструкций. М.: Стройиздат, 1964. 360 с.
89. Строительные нормы и правила. СН и П 2.05.03.—84. Мосты и трубы. М.: Стройиздат, 1985.
90. Строительные нормы и правила. СН и П 11—А.10—71, п. 1.21. Строительные конструкции и основания. Основные положения проектирования. М.: Стройиздат, 1971. 44 с.
91. Технические условия погрузки и крепления грузов. М.: Транспорт, 1969. 232 с.
92. Тимошенко С. П. Статические и динамические проблемы теории упругости. Киев: Наукова думка, 1975. 563 с.
93. Тимошенко С. П. Устойчивость стержней, пластин и оболочек.: Наука, 1971. 807 с.
94. Труфяков В. И. Усталость сварных соединений. Киев: Наукова Думка, 1973. 216 с.
95. Уваров О. Ф. Алгоритм и программа расчета крановых стрел на ЭЦВМ//Изв. ВУЗов. Строительство и архитектура, 1976. № 2. С. 163—168.
96. Уваров О. Ф. Оптимизация решетчатых крановых стрел. Строительные и дорожные машины, 1975 № 3. С. 25—27.
97. Фим Ван Хой. Вопросы оптимизации металлических листовых конструкций козловых кранов общего назначения Автореф. дис. ... канд. техн. наук, Л., 1982. 16 с.
98. Хейвуд Р. Г. Проектирование с учетом усталости. Пер с англ. М.: Машиностроение, 1969. 504 с.
99. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. М.: Мир, 1975. 534 с.
100. Чесноков А. С. Княжев А. Ф. Сдвигустойчивые соединения на высокопрочных болтах. М.: Стройиздат, 1974. 121 с.
101. Шиманский Ю. А. Проектирование прерывистых связей судового корпуса. Л.: Судпромгиз. 1949. 160 с.
102. Юрухин Б. Н., Ермоленко В. Н. О минимизации массы стрелы при автоматизированном проектировании крана//Машиноведение, 1975. № 1. С. 43—54.
103. Юшкевич В. Н. Исследование напряжений в элементах безраскосных ферм при внеузловом нагружении//Тр. ЛПИ, 1965. № 245. С. 100—105.
104. Юшкевич В. Н. К вопросу о центре изгиба крановых балок//Тр. ЛПИ, 1967. № 285. С. 71—79.

105. Юшкевич В. Н., Кулькова Н. Н., Концевой Е. М. Методы расчета пределов выносливости стенок с закрытыми гофрами в балках мостовых кранов//Тр. ВНИИПТмаш Исследование крановых механизмов и металлоконструкций. 1983. С. 46—57.

106. Hannover H. O., Reichwald R. Lokale Biegebeanspruchung von Träger—Unterflanschen//Teil 1, 2. Fördern und Heben, 1982. N 6. S. 455—460; N 8. S. 630—633

III.6. Металлические конструкции мостовых кранов

Типы конструкций и их основные параметры

По типам металлических конструкций различают кран-балки и мостовые краны.

Основным элементом металлической конструкции кран-балки (см. т. 2, разд. IV, гл. 2) является прокатный двутавр, по нижним полкам которого перемещается электроталь (тележка). Номер профиля двутавра выбирают из условий прочности, в том числе в зависимости от местного изгиба нижних полок (см. рис. III.1.25), устойчивости и жесткости в вертикальной плоскости (см. ниже); необходимая горизонтальная жесткость обеспечивается для самых малых пролетов только концевыми подкосами, а для больших пролетов — одно- или двусторонними горизонтальными связями. Согласно правилам Госгортехнадзора [О.51], на кран-балках устройство галерей и площадок для обслуживания механизмов и электрооборудования не обязательно. Для больших пролетов (свыше 11 м), когда несущей способности прокатной двутавровой балки недостаточно, последняя должна быть усилена или подвешена к несущей конструкции моста. При этом возможны разнообразные решения [О.10, О.21, О.64].

Мосты мостовых кранов (крановые мосты) весьма разнообразны по своим конструктивным формам. Они бывают листовыми и решетчатыми, причем листовые в силу технологических преимуществ при изготовлении и большей надежности в эксплуатации, особенно для кранов тяжелых режимов работы, получили в настоящее время наибольшее распространение. Процесс совершенствования листовых конструкций крановых мостов привел к тому, что наряду с новыми конструкциями мостов для обычных крановых тележек начинают получать

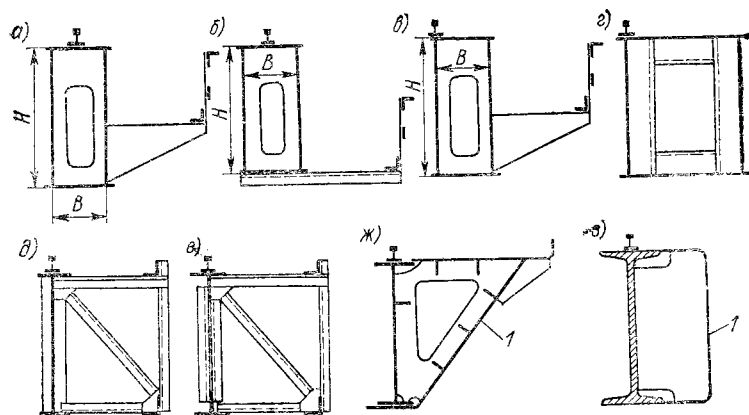


Рис. III.2.1. Схемы поперечных сечений (половины моста), мостов кранов общего назначения (элемент 1 образует коробчатое сечение по всей длине балки)

распространение однобалочные коробчатые крановые мосты, для которых требуются тележки специальной конструкции.

Схемы поперечных сечений мостов для кранов общего назначения приведены на рис. III.2.1.

Коробчатая конструкция (рис. III.2.1, а—в) поддается механизации изготовления, обладает хорошим сопротивлением усталости, меньшей общей высотой моста и возможностью применения на концевой балке выкатных колес. В настоящее время этот тип конструкции как с рельсом между стенками (рис. III.2.1, а, б), так и особенно с рельсом над стенкой (рис. III.2.1, в, г) имеет наибольшее распространение. Его недостатки: несколько большая масса по сравнению с решетчатыми конструкциями при небольших грузоподъемностях и больших пролетах и недостаточная горизонтальная жесткость для кранов с большими пролетами при значительных скоростях передвижения. Последний недостаток характерен для конструкций на рис. III.2.1, а—в. Конструкция на рис. III.2.1, г этим недостатком не обладает; специальные площадки для обслуживания тележки при коробчатой конструкции не требуются.

Решетчатая конструкция (рис. III.2.1, д, е) обладает наименьшей массой, наименьшей высотой от головки подкранового рельса до рельса на мосту и хорошей горизонтальной жесткостью. Ее недостатки: большая трудоемкость изготовления, более низкое сопротивление усталости и невозможность применения на концевой балке выкатных колес. В настоящее время мостов такой конструкции изготовляют мало.

Конструкции, приведенные на рис. III.2.1, ж, з, пригодны для кранов средних и малых грузоподъемностей.

Специальные крановые мосты в зависимости от конструкции бывают однопутными и двухпутными. Однопутные мосты, по

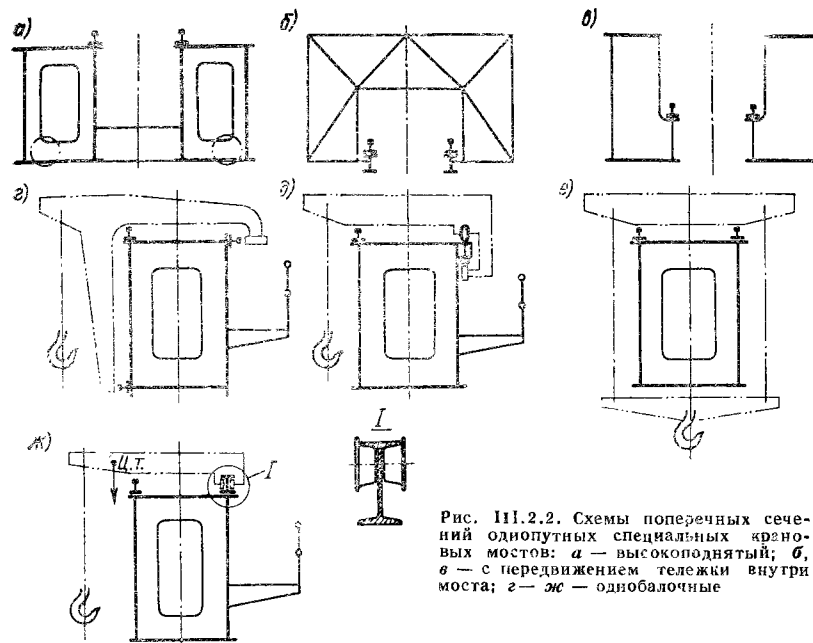


Рис. III.2.2. Схемы поперечных сечений однопутных специальных крановых мостов: а — высокоподнятый; б, в — с передвижением тележки внутри моста; г—ж — однобалочные

которым в зависимости от назначения крана перемещается одна или две тележки, могут по конструкции или не отличаться от мостов общего назначения (см. рис. III.2.1), или быть высокоподнятыми (рис. III.2.2, а), или иметь тележки, передвигающиеся внутри моста (рис. III.2.2, б, в). Типы конструкций по рис. III.2.2, а, б чаще всего применяют для кранов на открытых эстакадах для уменьшения высоты поддерживающих подкрановые балки колонн. Конструкция по рис. III.2.2, б наиболее рациональна, если имеются весьма большие пролеты. Конструкция по рис. III.2.2, в удобна для низких помещений. Все три конструкции (рис. III.2.2, а—в) годятся для кранов любых грузоподъемностей. Специальные двухпутные мосты часто применяют для металлургических кранов [О.9, О.10, О.21].

При специальной конструкции тележки возможно создание однопутного однобалочного коробчатого моста (рис. III.2.2, г—ж), который имеет ряд преимуществ по сравнению с двухбалочным мостом: а) лучшее использование материала, что (особенно при больших пролетах) снижает массу моста; б) меньшая стоимость изготовления при всех грузоподъемностях и пролетах; в) возможность в ряде случаев обеспечения меньших расстояний от крюка до подкранового пути при крайнем положении тележки в пролете [О.21, 10, 33]. В настоящее время успешно работают однобалочные краны разнообразных грузоподъемностей — 10—100 т. Так как высота и частично ширина моста зависят от его

III.2.1. Предельно допустимые прогибы пролетных балок мостовых кранов (ОСТ 24.090.72—83) [29]

Наличие и расположение кабины управления	Нормы для режимной группы				
	Правила Госгортехнадзора [О. 51] ГОСТ 25546—82 (см. табл. 1.2.9)				
	Л	С	Г	ВТ	
Кабина отсутствует	1/400	1/500	1/800	—	
Кабина установлена у края моста	1/500	1/600	1/800	1/900	
Кабина установлена в центре моста или на подвижной тележке	1/500	1/800	1/1000	1/1000	

Наличие и расположение кабины управления	Нормы для режимной группы					
	Правила Госгортехнадзора [О. 51] ГОСТ 25546—82 (см. табл. 1.2.9)					
	1К	2К, 3К	4К, 5К	6К, 7К	8К	
Кабина отсутствует	1/400	1/500	1/500	1/700	—	
Кабина установлена у края моста	1/400	1/500	1/600	1/800	1/900	
Кабина установлена в центре моста или на подвижной тележке	1/400	1/600	1/800	1/1000	1/1000	

Примечания: 1. Значения предельно допустимых прогибов от статического веса тележки с номинальным грузом, расположенным в середине пролета, приведены к длине пролета моста L . 2. ОСТ 24.090.72—83 распространяется на стальные конструкции мостовых и козловых кранов грузоподъемностью от 1 до 50 т и не распространяется на краны с жестким подвесом груза и другие специальные краны.

пролета, тележки одинаковой грузоподъемности, имеющие конструкцию по рис. III.2.2, г, для разных пролетов должны иметь сменные консоли разной длины. К недостаткам конструкции по рис. III.2.2, е следует отнести неудобство ее обслуживания.

Высоту H крановых мостов в зависимости от длины пролета L назначают в следующих пределах: для коробчатых мостов обычно $H/L = 1/14 \div 1/18$ (реже $H/L < 1/18$); для решетчатых мостов $H/L = 1/12$ или $1/14$ (реже $1/10$ или $1/16$) — число панелей всегда четное и угол наклона раскосов главных и вспомогательных ферм около 45° . Наименьшая высота моста ограничена его прогибом f или временем затухания колебаний t , а в случае размещения электрооборудования внутри балки ее высота должна быть не менее 1800 мм.

Для мостовых электрических кранов допустимые значения прогибов даны в табл. III.2.1. Однако имеются обоснованные материалы, указывающие на возможность допущения больших значений допустимых прогибов [12, 15, 19, 23]. Участие в де-

формациях мостов нерасчетных элементов уменьшает их практические прогибы по сравнению с расчетными, особенно при решетчатых конструкциях мостов.

Время затухания колебаний порожнего крана не нормируется и должно проверяться при наличии требований повышенной точности установки груза, для исключения вредного физиологического воздействия колебаний на организм крановщика, при расчете металлической конструкции на ограниченный срок службы с учетом явлений усталости [5—7]. Для быстрого затухания колебаний применяют демпферы [О.21, 42].

Базу крана b , т. е. расстояние между ходовыми колесами у концевой балки или между осями балансирных тележек у многоколесных кранов, если колея тележки или конструкция крана не требуют больших значений, принимают равной $(1/6 \div 1/5) L$. Пролетным балкам (фермам) при пролетах моста более 17 м следует придавать строительный подъем $1/800$ пролета. В результате эксплуатации, особенно у кранов для тяжелых режимов работы, строительный подъем уменьшается и остаточный прогиб приобретает недопустимые значения [17, 34]. Для подтележечных рельсов, которые могут быть сменными, крепление с помощью сварки не рекомендуется (см. разд. III, гл. 6). Об устройстве галерей, площадок и лестниц на мостовых кранах см. п. III.5.

В качестве материала для крановых мостов применяют как малоуглеродистые, так и низколегированные стали. Имеется зарубежная практика по изготовлению мостовых кранов грузоподъемностью до 180 т с мостами из алюминиевых сплавов при больших пролетах для работы в металлургическом производстве [О.41]. Применение алюминиевых сплавов позволяет уменьшить нагрузку на подкрановые пути или (при сохранении нагрузок на колеса у кранового моста алюминиевой конструкции теми же, что и у стального моста) повысить грузоподъемность крана. Относительная эффективность применения алюминиевых сплавов для крановых мостов повышается с уменьшением грузоподъемности кранов и увеличением их пролета. Снижение массы металлических конструкций мостов кранов общего назначения при этом может достигать 50 %. Так как логарифмический декремент колебаний у алюминиевых балок почти вдвое больше, чем у стальных, для алюминиевых крановых мостов допустимый расчетный прогиб можно принимать $[f] \leq L/500$. При этом, поскольку модуль продольной упругости для алюминия в три раза меньше, чем для стали, требуется увеличение высоты алюминиевых балок по сравнению со стальными на 25—30 %.

Расчетные нагрузки и их комбинации

В расчетах должны учитываться следующие нагрузки: весовые — постоянные и подвижные, которые могут действовать в любом сечении вдоль пролета крана; динамические — при пуске

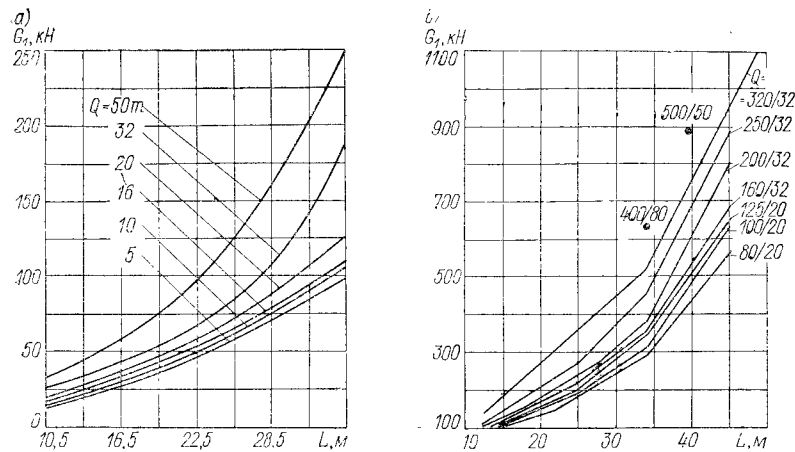


Рис. III.2.3. Собственный вес металлических конструкций половин сварных коробчатых двухбалочных мостов (без концевых балок) кранов общего назначения из стали марки 09Г2С для режимов работы 4К, 5К (для режимов 1К—3К вес уменьшить на 10 %, для режимов 6К—8К — увеличить на 10 %): а — по данным ВНИИПТмаша; б — по данным завода «Сибтяжмаш» ($Q = 400/80$ т — литейные краны)

или торможении крановых механизмов, при прохождении колесами стыков рельсов, при выполнении специальными кранами специфических технологических операций, при наезде крана или тележки на упоры, а также если имеются специальные требования по учету обледенения, монтажные и транспортные (см. разд. I, гл. 2).

Расчетные нагрузки для мостов мостовых кранов при расчете по методу предельных состояний см. в табл. I.5.8, I.5.9 и I.5.10, а при расчете по методу допускаемых напряжений — в табл. I.5.16. При этом комбинации нагрузок Iб и IIб при движении моста служат для расчета пролетных и концевых балок, а при движении тележки — для расчета концевых балок

Собственный вес главных балок коробчатых двухбалочных мостов с равномерно распределенной массой приведен на рис. III.2.3. При использовании малоуглеродистых сталей весовые нагрузки, приведенные на рис. III.2.3, следует увеличить на 10 %; вес решетчатых мостов малых пролетов практически тот же, что и коробчатых, а при больших пролетах решетчатые мосты легче коробчатых на 10—30 % (большие значения — для малых грузоподъемностей). Вес тележек — см. т. 2, разд. IV, гл. 2.

Боковые силы R , приложенные к ребрам ходовых колес и возникающие при передвижениях крана из-за его перекосов вследствие несовершенств крановых путей и разницы в пределах допусков на точность установки приводных колес и из-за ряда других причин, при расчетах для случаев нагружения II определяют по формуле [29] (подробнее см. [4, 8, 24])

$$R = 0,015N_{\max} [L/b + 1,33v_k], \quad (\text{III.2.1})$$

но не менее $R = 0,05N_{\max}$. Здесь N_{\max} — максимальная вертикальная нагрузка на колесо при расположении тележки у края пролета, кН; L — пролет крана, м; b — база ходовых колес крана (при числе ходовых колес более четырех принимается по осям балансиров), м; v_k — скорость передвижения крана, м/с.

Для кранов общего назначения $R \approx 0,1N_{\max}$. Боковые силы учитывают лишь для элементов конструкций, непосредственно воспринимающих нагрузки на колеса (концевых балок и балансиров), и для креплений концевых балок к главным.

Горизонтальные силы P_6 , возникающие при наезде мостового или козлового крана на концевые буферные упоры, должны учитываться только при скоростях наезда более 0,7 м/с [29]. Силы P_6 (см. т. 2, п. V.9) определяют для случая расположения грузовой тележки в центре пролета. Массу груза на гибком подвесе при определении P_6 не учитывают.

Для случая нагружения I расчетный коэффициент асимметрии цикла R_σ для кранов общего назначения определяют исходя из напряжений: σ_{\min} — при положении тележки без груза на расстоянии в 1/4 пролета от опоры моста для балок и при минимальном усилии в стержне для ферм; σ_{\max} — при положении тележки с грузом, соответствующем максимальному изгибающему моменту для балок и максимальному усилию в стержне для ферм. У кранов, занятых в технологических процессах, расчетные положения тележек на мостах в основном обусловлены расположением оборудования. Коэффициент толчков $k_T = 1 + 0,5(k_T - 1)$, динамический коэффициент $\psi_I = 1 + 0,5(\psi_{II} - 1)$, где ψ_{II} и k_T — см. п. I.8.

Определение эквивалентного груза G_0 см. в п. I.13, давления ветра — в п. I.7. В нерабочем состоянии ветровую нагрузку $P_{в.п}$ учитывают только для кранов с пролетом более 34,5 м и при установке в районах с динамическим давлением ветра не менее 700 Па.

Особенности расчета и конструкции коробчатых мостов

Если рельс расположен по оси балки или над стенкой (см. рис. III.2.1, а—в), ее ширина B по осям вертикальных листов должна удовлетворять условиям: $B \geq L/50$; $B \geq H/3$.

Если конструкция балки соответствует рис. III.2.1, г, ее ширина должна быть достаточной для размещения внутри балки механизма передвижения крана и электрооборудования: $B \approx (0,8 \div 1,0) H$.

Для широких балок в поясах определяют нормальные напряжения от стесненного изгиба — см. формулу (III.1.129). Высоту балки, удовлетворяющую условиям минимальной массы, находят по формуле (III.1.3). Снижению металлоемкости коробчатых балок способствуют вырезы в стенках [25]. Толщина стенки δ_1 ,

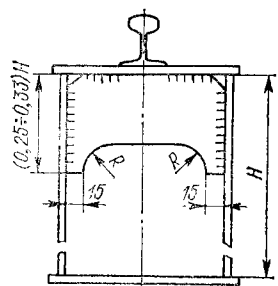


Рис. III.2.4. Конструкция малой диафрагмы

над которой установлен рельс, должна быть $\delta_1 \geq \delta_2$, где δ_2 — толщина стенки, свободной от нагрузки колес тележки. Толщину δ_1 проверяют по формуле (III.1.81).

Результаты исследования балок со стенками уменьшенной толщины приведены в работе [27]. Для обеспечения геометрической неизменяемости сечения коробчатой балки и восприятия нагрузки от ходовых колес тележки должна быть предусмотрена установка больших (на всю высоту балки) и коротких (при расположении рельса по оси балки) диафрагм. Большие диафрагмы ставят на расстоянии $(1,5 \div 2,0) H$; приваривать их к растянутому поясу не следует. Расстояние между короткими диафрагмами определяют исходя из прочности рельса — см. формулу (III.1.86). Если к поясу над диафрагмами приваривают прокладки для крепления к ним рельса (шпальная укладка), то пояс вдоль пролета можно делать переменного сечения [9]. Высоту малых диафрагм назначают в пределах $(0,25 \div 0,33) H$. Их конструкция для кранов режимов 5К — 8К показана на рис. III.2.4. Диафрагмы и ребра жесткости, параллельные стыковым швам стенки, должны быть удалены на расстояние не менее $10\delta_c$ от стыков, где δ_c — толщина стенки. Торцы диафрагм и вертикальных ребер жесткости в случае примыкания их к поясам должны иметь скосы для пропуска поясных швов. Верхние кромки диафрагм рекомендуется пристрагивать и не приваривать к верхнему поясу под рельсом на длине подошвы рельса плюс две толщины пояса.

Если требуется укрепить изгибаемую стенку (в зоне ее сжатия) продольными ребрами жесткости (см. табл. III.1.17), то из технологических соображений, чтобы обеспечить симметрию относительно нейтральной оси балки, продольное ребро иногда приваривают и в растянутой зоне стенки. Иногда продольные ребра на стенке ставят не для обеспечения ее устойчивости, а чтобы

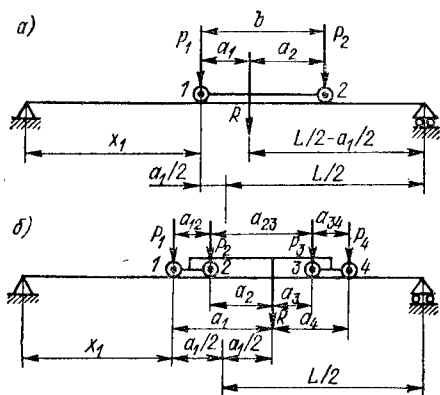


Рис. III.2.5. Схема нагрузок на главную балку: a — для четырехколесной тележки; b — для восьмиколесной тележки

к ним примыкали короткие ребра и диафрагмы, воспринимающие местное давление от ходовых колес.

Монтажные соединения рекомендуется выполнять чистыми или высокопрочными болтами или заклепками. Сварные монтажные соединения следует применять только для кранов легких режимов работы.

Наибольший изгибающий момент в пролетной балке от нагрузки ходовых колес четырехколесной тележки действует в сечении под колесом 1, находящимся от левой опоры на расстоянии $x_1 = 0,5(L - a_1)$ (рис. III.2.5. а):

$$M_1^{\max} = R(L - a_1)^2 / (4L), \quad (\text{III.2.2})$$

где $R = P_1 + P_2$; $a_1 = P_2 b / R$.

Аналогично в сечении под колесом 2

$$M_2^{\max} = R(L - a_2)^2 / (4L) \text{ при } x_2 = 0,5(L + a_2) \text{ и } a_2 = P_1 b / R.$$

В случае, если $P_1 = P_2 = P$, $R = 2P$, $a_1 = a_2 = b/2$, имеем:

$$M_1^{\max} = M_2^{\max} = M_{\max} = P(L - 0,5b)^2 / (2L); \quad x_1 = 0,5L - b/4.$$

При восьмиколесной тележке наибольший изгибающий момент в сечении под колесом 1, находящимся от левой опоры на расстоянии $x_1 = 0,5(L - a_1)$ (рис. III.2.5, б), также выражается формулой (III.2.2), где $R = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$.

Наибольший изгибающий момент в сечении под колесом 2 [0.21]

$$M_2^{\max} = [R(L - a_2)^2 / (4L) - P_1 a_{12}] \text{ при } x_2 = 0,5(L - a_2). \quad (\text{III.2.3})$$

Аналогично определяют величины x_3 и x_4 и соответствующие им значения M_3^{\max} и M_4^{\max} .

При определении наибольших изгибающих моментов и перегибающих сил от динамических нагрузок нагрузки ходовых колес тележек должны быть вычислены с учетом коэффициентов k_T и ψ в соответствии с табл. 1.5.8 или 1.5.16.

Горизонтальные нагрузки от сил инерции, возникающие при движении моста, распределяются поровну между обеими пролетными балками. При нормальном торможении на каждую балку действует момент

$$M_{\max}^c = 0,8 M_{\max}^b a_M / g, \quad (\text{III.2.4})$$

где $a_M = v_M / t_M$ — среднее ускорение моста за период торможения (разгона) его t_M ; g — ускорение свободного падения; коэффициентом 0,8 учитывается частичная заделка пролетной балки в концевых балках.

При резком торможении значение M_{\max}^c удваивается.

Опорное сечение пролетной балки проверяют на срез по формуле (III.1.70). Напряжения от скручивающих нагрузок, возни-

кающие вследствие эксцентричного расположения площадок с оборудованием, а при торможении (разгоне) моста — от инерционных сил массы тележки с грузом, для коробчатых балок малы, а потому могут не учитываться. Малое влияние кручения на работу коробчатой балки означает, что в случае надобности рельс можно располагать в любом месте по ширине балки, а также и над стенкой.

Условия прочности для пролетных балок, соответствующие указанным выше комбинациям нагрузок (см. табл. I.5.8 или I.5.16), выражаются следующими формулами.

При расчете по методике предельных состояний (см. п. I.20):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &= M_{I \max}^B / W_{x \min} \leq m_k R \text{ для} \\ &\text{комбинации Ia;} \\ \sigma_{\max} &= M_{I \max}^B / W_{x \min} + M_{I \max}^r / W_y \leq \\ &\leq m_k R \text{ для комбинации Ib;} \\ \sigma_{\max} &= M_{II \max}^B / W_{x \min} \leq m_k R \\ &\text{для комбинации IIa;} \\ \sigma_{\max} &= M_{II \max}^B / W_{x \min} + \\ &+ M_{II \max}^r / W_y \leq m_k R \text{ для комби-} \\ &\text{нации IIb,} \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.2.5})$$

где $W_{x \min}$ — наименьший момент сопротивления сечения балки относительно горизонтальной нейтральной оси xx ; W_y — момент сопротивления сечения балки относительно вертикальной нейтральной оси yy .

В формулах (III.2.5) значения M_{\max}^B и M_{\max}^r приведены с учетом коэффициентов перегрузки; расчетное сопротивление R будет разным для расчета на прочность от действия однократных нагрузок и для расчета на сопротивление усталости; коэффициент неполноты расчета $m_3 \geq 0,5$ — см. формулу (I.5.80).

Для пролетных балок следует проверить их расчетный прогиб f (см. табл. III.2.1), а у кранов для точных (например, сборочных) работ — также время затухания их колебаний [O.21].

Прогиб пролетных балок от подвижной статической нагрузки, создаваемой четырехколесной тележкой, при разных давлениях на ходовые колеса ($P_1 > P_2$) может быть достаточно точно определен при установке тележки так, чтобы наиболее нагруженное колесо (P_1) находилось в середине пролета. Тогда

$$f_{\max} = P_1 L^3 [1 + \alpha (1 - 6\beta^2)] / (48EJ_x), \quad (\text{III.2.6})$$

где $\alpha = P_2/P_1 < 1$; $\beta = b/L$; b — база тележки.

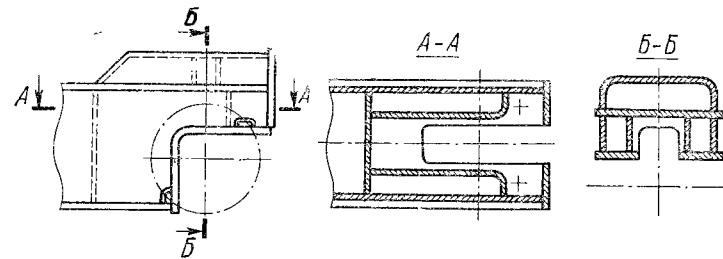


Рис. III.2.6. Коробчатая конструкция надбуксовой части концевой балки

Напротив мест крепления кронштейнов, поддерживающих площадки, в пролетных балках ставят большие диафрагмы. Расчет местной устойчивости элементов пролетных балок см. в п. III.4.

Концевые балки в вертикальной плоскости изгибаются под действием опорных давлений пролетных балок при крайнем положении тележки с грузом у рассчитываемой балки. Эти давления можно считать одинаковыми для приводной и троллейной сторон моста. Влияние собственного веса концевой балки обычно не учитывают. При расчете принимают, что в горизонтальной плоскости концевая балка при торможении тележки изгибается двумя силами F_n^{\max} . Кроме того, концевые балки подвергаются изгибу в горизонтальной плоскости при торможении моста. Концевые балки проверяют только на прочность от действия однократных нагрузок при комбинациях IIa и IIb, а на сопротивление усталости — лишь в надбуксовых частях [O.21] с учетом концентрации от криволинейного пояса (см. рис. III.1.37, б) и с учетом горизонтальных сил.

Момент инерции концевой балки относительно вертикальной оси для обеспечения ее жесткости в горизонтальной плоскости, необходимой для нормальной работы ходовых колес крана, принимают обычно не меньшим, чем момент инерции пролетной балки относительно той же оси в месте присоединения ее к концевой балке.

Проверяют также напряжения σ и τ от кручения, вызываемого боковыми силами R , приложенными к ребрам колес, в сечении балки над буксой [O.21, 9, 26]. Наличие скручивающих усилий вызывает необходимость замены открытого сечения надбуксовой части на замкнутое, например по рис. III.2.6.

При расчете по методике допускаемых напряжений (см. п. I.21):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &= M_{I \max}^B / W_{x \min} \leq [\sigma_{RK}] \\ &\text{для комбинации Ia;} \\ \sigma_{\max} &= M_{I \max}^B / W_{x \min} + M_{I \max}^r / W_y \leq \\ &\leq [\sigma_{RK}] \text{ для комбинации Ib;} \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.2.7})$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &= M_{II \max}^p / W_{x \min} \leq [\sigma] \\ &\text{для комбинации IIa;} \\ \sigma_{\max} &= M_{II \max}^p / W_{x \min} + \\ &+ M_{II \max}^r / W_b \leq [\sigma] \\ &\text{для комбинации IIb.} \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.2.8})$$

Монтажные схемы крановых мостов бывают двух типов:

1) пролетное строение присоединяют к концевым балкам на заводе-изготовителе; в этом случае концевые балки имеют из условий железнодорожной перевозки (см. п. III.5) один или два монтажных стыка на чистых или высокопрочных болтах (или заклепках);

2) пролетное строение присоединяют к концевым балкам болтами при монтаже, при этом концевые балки делают без стыков.

Монтажная схема первого типа — общераспространенная. Новая монтажная схема второго типа имеет технологические преимущества и применяется для кранов легких и средних режимов работы.

Особенности расчета и конструкции решетчатых мостов

Крановый мост рассчитывают путем разложения его на плоские фермы с учетом пространственности работы моста.

На мост крана действуют следующие нагрузки:

а) вертикальные нагрузки ходовых колес тележки, передающиеся на обе главные балки (фермы);

б) собственный вес конструкции моста, механизмов и электрооборудования, распределяющийся соответственно на главные и вспомогательные фермы;

в) горизонтальные инерционные силы при торможении моста, воспринимающиеся горизонтальными связями, а при торможении тележки — концевыми балками.

Каждую из ферм рассчитывают по непосредственно действующим на нее нагрузкам, кроме вспомогательных ферм, для которых по графикам (рис. III.2.7) в зависимости от моментов инерции J_1 , J_2 и J_4 соответственно главной и вспомогательной ферм и фермы нижних связей [О.21] определяют нагрузку Q_2 в долях от сил P , действующих со стороны ходовых колес на главную ферму. Моменты инерции ферм определяют по формуле (I.3.20). На главную ферму от колеса передается нагрузка $P - Q$. Если, например, $Q_2 = 0,1P$, то нагрузка на главную ферму составит $Q_1 = 0,9P$ и соответственно уменьшатся напряжения и прогиб главной фермы от силы P . Разгружающее влияние вспомогательной фермы на главную практически мало, в то время как на-

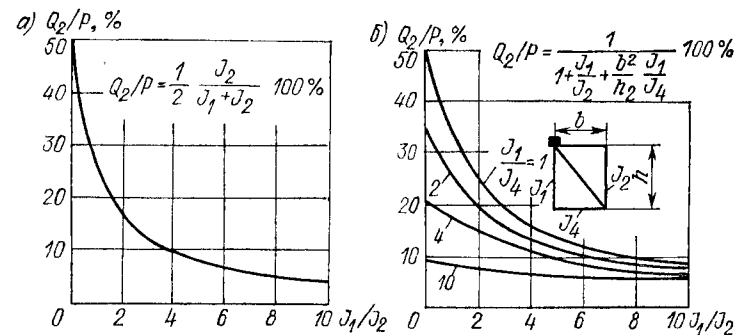


Рис. III.2.7. Доля нагрузки Q_2 , приходящейся на вспомогательную ферму, от силы P , приложенной к главной ферме: а — при движущейся тележке; б — при неподвижной тележке

грузка Q_2 вызывает значительные напряжения в нижнем поясе вспомогательной фермы [14].

Системы решеток крановых мостов приведены на рис. III.1.5, а—в. При определении усилий в стержнях главных ферм пользуются линиями влияния. Изгибающие моменты от местного изгиба верхнего пояса рассчитывают по формуле (III.1.138), а напряжения — по формулам (III.1.142), (III.1.143). Для верхнего пояса главных ферм применяют тавровое сечение (см рис. III.1.4, м).

После прочностного расчета главных и вспомогательных ферм по комбинациям нагрузок IIa и IIб выполняют проверочный их расчет на сопротивление усталости по комбинациям нагрузок Ia и Ib.

Прогиб решетчатых главных ферм мостовых кранов от подвижной статической нагрузки можно приближенно определять как прогиб балок, принимая момент инерции по формуле (I.3.20). При этом нагрузка от давления ходовых колес на главную ферму уменьшается на величину, воспринимаемую вспомогательной фермой (рис. III.2.7).

Главным балкам (фермам), а также вспомогательным фермам при пролете их более 17 м в процессе изготовления должен придаваться строительный подъем, принимаемый в середине пролета $f = L/800$.

Горизонтальные фермы верхних связей рассчитывают на горизонтальные силы, возникающие при торможении моста, 2/3 которых считаются передающимися на верхние связи, а 1/3 — на нижние. Нижние связи и рамные раскосы подбирают по предельным гибкостям (см. табл. III.1.7).

Вертикальные фермы рекомендуется проектировать с параллельными поясами, имеющими треугольную решетку, и с дополнительными стойками (см. рис. III.1.5, а). Угол наклона раскосов рекомендуется назначать 45° . Линии центров тяжести поперечных

сечений всех сходящихся в узле стержней должны пересекаться в центре узла. В одной ферме при одинаковых размерах полки уголков и диаметрах труб разница толщин профиля из производственных соображений допускается, если она составляет не менее 3—4 мм.

Стыки растянутых поясов ферм, составленных из уголков или других прокатных профилей, в кранах для режимов 5К — 8К, а также в кранах, эксплуатируемых независимо от режимов работы при температуре ниже -20°C , должны быть выполнены соединением встык без накладок, с разделкой кромок в соответствии с толщиной последних и с контролируемым полным проваром. Стыковые сварные соединения растянутых поясов ферм не допускается располагать в зонах максимального расчетного момента.

Концевые балки рассчитывают на изгиб от вертикальной нагрузки, передающейся концевой балке от главных и вспомогательных ферм, при крайнем положении тележки у балки. Такой расчет не учитывает всех обстоятельств работы концевой балки, и поэтому при расчете по предельному состоянию коэффициент неполноты расчета принимается равным 0,5, а при расчете по допускаемым напряжениям запас прочности принимается равным двум.

При комбинации нагрузок IIb концевая балка испытывает изгиб в горизонтальной плоскости от действующих на мост инерционных сил [О.21]. Для уменьшения нагрузки на ходовые колеса, в некоторых случаях для упрощения балансирной системы и уменьшения габаритного размера по высоте концевые балки иногда устраивают шарнирными на трех и большем числе колес каждая.

При большой по условиям транспортировки длине в пролетном строении решетчатых мостов выполняют монтажные стыки на чистых или высокопрочных болтах (заклепках).

Особенности конструкции рам тележек

Для рам тележек могут применяться стали тех же марок, что и для изготовления расчетных элементов металлических конструкций мостов, а также стали типа Ст3 наряду с использованием для конструкций мостов сталей других марок.

Для продольных и поперечных балок рам тележек рекомендуется максимально использовать гнутые и штампованные элементы открытого профиля. Раму следует выполнять неразъемной, исключением является разъем, выполняемый по условиям транспортировки. В этом случае разъем рамы рекомендуется выполнять так, чтобы он не вызывал разъединения частей механизмов, т. е. механизм мог быть целиком смонтирован на раме. Соединение рамы по разьему должно выполняться болтами или заклепочным соединением.

Рама должна быть достаточно жесткой, чтобы при ее нагружении деформации под опорным контуром узла механизма были бы практически исключены, а общие деформации рамы при работе компенсировались межузловыми связями механизмов.

Рама тележки с двух сторон (перпендикулярных к продольной оси крана) на мостовых кранах должна быть ограждена перилами.

III.7. Металлические конструкции козловых кранов и мостовых перегружателей

Козловые краны

Конструкции. Козловые краны общего назначения имеют верхнее пролетное строение предпочтительно листовой конструкции [1]. Козловые краны малых и средних грузоподъемностей применяют с электроталью (рис. III.2.8, а—г), а средних грузоподъемностей, кроме того, и с опорной тележкой (рис. III.2.8, д—з) или с такой же тележкой, как и мостовые краны. В последнем случае верхнее строение может быть балочным, а также решетчатым (см. рис. III.2.1, III.2.2). Весьма рациональны однобалочные верхние строения (см. рис. III.2.2) [1]. Двухбалочные козловые краны, характеризующиеся относительно высокой металлоемкостью, рекомендуются к применению только тогда, когда это диктуется требованиями унификации с выпускаемыми на тех же предприятиях мостовыми кранами.

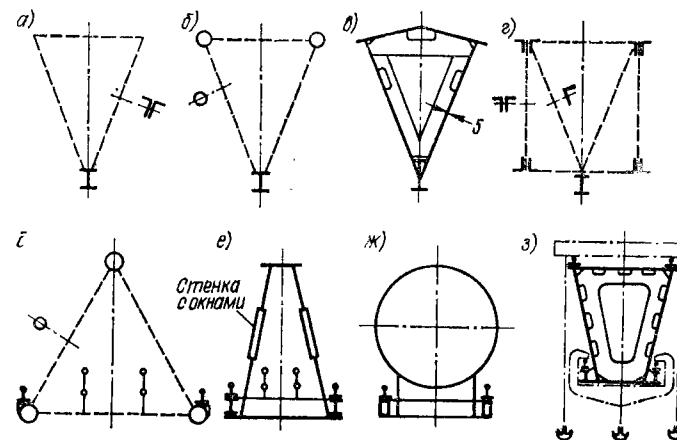


Рис. III.2.8. Схемы поперечных сечений верхнего строения козловых кранов: а—г — краны с электроталью; д—ж — краны с опорной тележкой; з — краны большой грузоподъемности (см. также рис. III.2.1, III.2.2)

III.2.2. Предельно допустимые прогибы мостов козловых кранов [29]

Схема крана	Расположение груза	Нормы для режимной группы					
		Правила Госгортехнадзора ГОСТ 25546—82					
		л	с	г			
С обеими жесткими опорами С одной гибкой и другой жесткой опорами	Центр пролета	1/500	1/600	1/800			
	Консоль	1/150	1/200	1/300			
	Центр пролета	1/600	1/800	1/1000			
	Консоль	1/150	1/250	1/350			
Схема крана	Расположение груза	Норма для режимной группы					
		Правила Госгортехнадзора ГОСТ 25546—82					
		1к	2к, 3к	4к, 5к	6к 7к		
С обеими жесткими опорами С одной гибкой и другой жесткой опорами	Центр пролета	1/400	1/500	1/600	1/800		
	Консоль	1/150	1/150	1/200	1/300		
	Центр пролета	1/500	1/600	1/800	1/1000		
	Консоль	1/150	1/200	1/250	1/350		

Примечания. 1. См. примечания к табл. III.2.1. 2. Прогиб на конце консоли дан относительно длины консоли L_k . 3. В случае если электротали не имеют тормозов на механизмах передвижения и у моста крана отсутствует строительный подъем, то прогибы в пролете и на консоли не должны превышать значений соответственно $L/500$ и $L_k/250$.

Козловые краны обычно имеют две высокие опоры, образующие с верхним строением портал, реже — одну высокую опору, образующую с верхним строением полуportal. Козловые краны бывают бесконсольными, одно- и двухконсольными. Оптимальное по условиям прочности и жесткости отношение вылета консоли L_k к пролету крана L для одно- и двухконсольных кранов при обеих жестких опорах составляет 0,13—0,20, при наличии гибкой опоры — 0,24—0,28 [16, 18, 43]. Если для перекрытия железнодорожных или автомобильных путей требуется консоль большей длины, то при пролетной балке постоянного сечения она будет в пролете недогружена.

Допустимые относительные прогибы моста крана даны в табл. III.2.2. Так же как и для мостовых кранов, имеются убедительные данные за то, что при отсутствии самоотката и пробуксовки тележки относительный прогиб в центре пролета можно принимать равным $L/500$ вне зависимости от режима работы крана [15, 19, 23, 35].

При пролетах более 17 м как в пролете, так и на консолях выполняют строительный подъем, обычно принимаемый равным $0,5f$, где f — прогиб от весовой нагрузки. Подробнее см. [0.1, 19, 20].

Металлические конструкции изготовляют из малоуглеродистых и низколегированных сталей (см. разд. I, гл. 1). Возможно применение алюминиевых сплавов [0.1, 0.41].

К пролетным строениям козловых кранов опоры крепят или обе жестко, или одну присоединяют к мосту жестко (жесткая опора), а другую шарнирно (гибкая опора). Необходимость в устройстве гибкой опоры (обычно при пролетах $L > 25$ м) определяют исходя из суммарного горизонтального смещения обеих опор на уровне головки подкрановых рельсов $\delta = \delta_p + \delta_i$. Перемещение от тележки с грузом

$$\delta_p = h[\sum P_i(L - x_i)]/(2EJ), \quad (III.2.9)$$

где h , J — высота и момент инерции (при изгибе в плоскости портала) опоры; P_i — нагрузка на колесо тележки, находящееся в пролете на расстоянии x_i от опоры.

Перемещение при изменении температуры на t градусов

$$\delta_i = \alpha Lt, \quad (III.2.10)$$

где α — коэффициент линейного расширения, $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$.

Если $\delta < \Delta$, где Δ — зазор между ходовыми колесами и рельсом в перпендикулярном к нему направлении, то обе опоры выполняют жесткими. Если $\delta \geq \Delta$, надо применить гибкую опору. Для кранов с механизмом передвижения легкого режима работы обе опоры выполняют жесткими и при $\delta \geq \Delta$, так как у этих кранов изнашивание реборд ходовых колес незначительно. Вследствие того, что кран с обеими жесткими опорами весьма чувствителен к точности изготовления длины пролета, при его установке на временные пути одна из опор обязательно должна быть гибкой.

Тип конструкции опор должен соответствовать типу конструкции пролетного строения моста. Для кранов с однобалочными пролетными строениями (рис. III.2.2, г—ж) обе опоры одноствоечные, листовые, коробчатого сечения.

Параметры верхнего строения для козлового крана выбирают так же, как и для мостового. Достаточность выбранной базы b должна быть проверена с учетом условий устойчивости крана в поперечном направлении при ветре вдоль подкрановых путей. При наличии консолей устойчивость крана должна быть проверена также в продольном направлении при положении тележки на конце консоли и ветре вдоль крана.

Рассмотрим типы конструкций козловых кранов большой грузоподъемности (свыше 100 т и до 2000 т при пролетах до 200 м) [38]. Разработанная ЦНИИПСК программа «Кран» из условий минимизации массы металлоконструкций и стоимости «в деле» позволяет [28]: выбрать конструктивную схему моста и опор крана (в настоящее время установлена экономическая целесообразность устройства систем с опорами равной жесткости вне зависимости от размера пролета, например

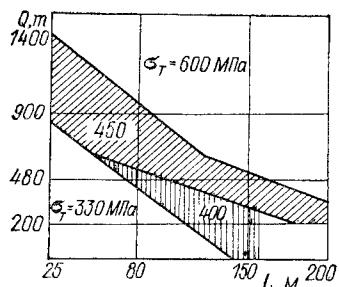


Рис. III.2.9. Области рационального применения сталей для козловых кранов большой грузоподъемности

кран грузоподъемностью 500 т при пролете 150 м) [30]; выбрать марку стали (для опор в целях уменьшения стоимости целесообразно из условий устойчивости применять сталь, прочность которой ниже, чем у стали моста [13]); определить главные размеры основных элементов моста и опор (высоту, ширину, форму сечения); найти толщины поясов и стенок элементов моста и опор; оценить массу металлоконструкций и стоимость. Результаты определения областей эффективных переходов к стали более высокой прочности представлены на рис. III.2.9. При высоких грузоподъемностях и больших пролетах есть область эффективного перехода к стали 12ГН2МФАЮ ($\sigma_t = 600$ МПа) с гарантированной ударной вязкостью $0,3$ МДж/м² по ТУ 14-1-1772—76 [13].

Крупногабаритные коробчатые пролетные балки при $h/L = 1/12 \div 1/16$ выполняют прямоугольного или трапециевидального сечения, внутри которого расположены площадки для размещения электрооборудования. Диафрагмы в пролетных балках целесообразно расставлять на расстояниях, не превышающих базу тележки. Подрельсовую стенку балки выполняют переменной толщины [30].

Особую группу составляют козловые и полукозловые краны для монтажа электростанций [0.52]. Они часто имеют большую высоту и выполняются решетчатой конструкции. Козловые краны для обслуживания гидроэлектростанций характеризуются большими грузоподъемностями и малыми пролетами [0.38]. Для них типична листовая конструкция с опорами равной жесткости.

Системы с опорами равной жесткости вообще наиболее целесообразны для козловых кранов. Однако используют также конструкции с жесткой и шарнирной опорами (зарубежные фирмы), в которых шарнирная опора соединена с мостом посредством центрального шарнира или жестко. В случае жесткого соединения с мостом в отечественных кранах жесткость гибкой опоры подбирают таким образом, чтобы свести к минимуму воздействия изгибающих моментов, возникающих в результате ее бесшарнирного присоединения к мосту. Хотя у гибкой бесшарнирной опоры расход металла несколько увеличивается за счет работы ее как сжато-изогнутого стержня, отпадает устройство сложного тяжело нагруженного шарнира, требующего ухода.

Опоры коробчатого сечения бывают одно- или двухстоечными (под каждой пролетной балкой моста) и А-образными. В опоры встраивают маршевые лестницы, обеспечивающие доступ к основным конструкциям и технологическим узлам. Козловые краны

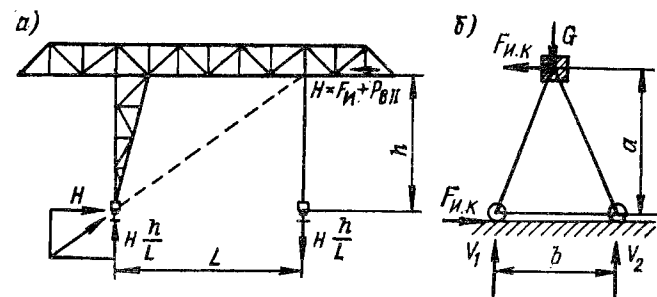


Рис. III.2.10. Схемы действия горизонтальных сил на мост: а — продольных F_H при торможении тележки; б — поперечных $F_{п.к}$ при торможении моста (V_1, V_2 — нагрузки на колеса)

большой высоты, как правило, оборудуют лифтовыми установками для подъема людей и грузов.

Особую группу составляют козловые контейнерные краны [37].

Расчетные нагрузки. Нагрузки и их расчетные комбинации для металлических конструкций козловых кранов общего назначения приведены в табл. III.2.3.

Вес верхнего строения бесконсольного крана приблизительно соответствует весу кранового моста, пролет которого равен пролету козлового крана. Вес 1 м опор крана составляет $0,2-0,4$ от веса 1 м верхнего строения.

Нагрузки на козловые краны от собственного веса тележек и от инерционных сил в вертикальной и горизонтальной плоскостях при торможении механизма подъема и передвижения тележек те же, что и у мостовых кранов (см. п. III.6), за исключением того, что при подъеме груза возникают горизонтальные силы вдоль продольной оси моста, учитываемые коэффициентом φ_T (см. табл. III.2.3), из-за возникающего горизонтального перемещения верхнего строения. Для крана с одной гибкой и другой жесткой опорами при расположении тележки на консоли жесткой опоры $\varphi_T = 0,6$, в середине пролета — $\varphi_T = 0,45$, на консоли гибкой опоры — $\varphi_T = 0,3$. Для крана с обеими жесткими опорами при нахождении тележки на любой консоли $\varphi_T = 0,15$, а в середине пролета — $\varphi_T = 0$ [29]. Так же, как и для мостовых кранов, определяются значения G_s .

Необходимые для вычисления динамического коэффициента ψ значения m_M и $y_{ст}$ в зависимости от схемы крана приведены в табл. I.2.21. При этом для расчета верхнего строения тележка считается расположенной в середине пролета, а для расчета опор — в крайнем положении по пролету или на конце консоли.

Нагрузки от инерционных сил в горизонтальной плоскости (рис. III.2.10) при торможении кранов имеют отличие от аналогичных нагрузок у мостовых кранов, так как у козловых кранов инерционная сила F_H приложена на большом расстоянии a от осей ходовых колес (рис. III.2.10, б). При торможении

III.2.3. Расчетные нагрузки на металлические конструкции козловых кранов общего назначения

Нагрузка	Случай нагружения						III
	I						
	Комбинация нагрузок						
Ia	Ib	Ic	Ia	Ib	Ic	IIc	
Вес металлической конструкции крана с учетом коэффициентов толчков k_T и k_T' Вес тележки с учетом коэффициентов толчков k_T и k_T'	$n_1 G_1$	$n_1 k_T' G_1$	$n_1 k_T' G_1$	$n_1 G_1$	$n_1 k_T' G_1$	$n_1 k_T' G_1$	$n_1 G_1$
	$n_2 G_T$	$n_2 k_T' G_T$	$n_2 k_T' G_T$	$n_2 G_T$	$n_2 k_T' G_T$	$n_2 k_T' G_T$	$n_2 G_T$
Вес груза G (включая грузозахват) с учетом динамических коэффициентов ψ_I и ψ_{II} и коэффициентов толчков k_T и k_T' Горизонтальные силы при работе механизма подъемного груза с учетом коэффициента φ_T Горизонтальные силы инерции масс крана или тележки (разгон или торможение) F_H	$\psi_I G_0$	$k_T' G_0$	$k_T' G_0$	$n_3 \psi_{II} G$	$n_3 k_T' G$	$n_3 k_T' G$	$n_3 k_T' G$
	$\varphi_T \psi_I G_0$	—	—	$\varphi_T n_3 \psi_{II} G$	—	—	—
Боковые силы, приложенные к ребордам ходовых колес, при перекосах крана R Распор для кранов с обеими жесткими опорами H	—	F_H	F_H	—	$n_4 F_H^{\max}$	$n_4 F_H^{\max}$	$n_4 F_H^{\max}$
	—	$0,5R$	—	—	R	—	—
Горизонтальные силы от наезда крана на концевые буферные упоры P_6 Давление ветра на конструкцию P_B (ветровая нагрузка)	—	—	—	H_{\max}	—	H_{\max}	—
	—	—	—	—	P_6	—	—
—	—	—	$P_{B II}$	$P_{B II}$	$P_{B II}$	$P_{B II}$	$n_5 P_{B III}$

Примечания: 1. Из табл. I.5.8 сохраняются применения 1—4; комбинации Iб, IIб — передвижение крана; Iс, IIс — передвижение тележки, и эти комбинации относятся только к расчету жестких опор. 2. Для металлических конструкций специальных козловых кранов имеют место дополнительные нагрузки, а также дополнительные их комбинации, например одновременное торможение механизмов передвижения крана и тележки. В соответствующих случаях надо учитывать нагрузки от снеговой и гололедной, сейсмической, от температурных воздействий, монтажные, транспортные и технологические (см. разд. I, гл. 2). 3. Коэффициенты перегрузки — см. п. I.20.

III.2.4. Расчетные нагрузки на металлические конструкции козловых кранов большой грузоподъемности [38]

№ п/п	Нагрузка	Рабочее состояние «Подъем груза и передвижение тележки»		Рабочее состояние «Передвижение крана»		Нерабочее состояние		
		Основное сочетание		Основное сочетание				
		Нагрузка	k_C	Нагрузка	k_C			
1	Вес металлической конструкции крана с учетом коэффициента толчков k_T Вес механического и электрического оборудования с учетом коэффициента толчков k_T Вес грузовой тележки с учетом коэффициента толчков k_T Вес груза с учетом динамического коэффициента ψ и коэффициента толчков k_T Горизонтальная сила от веса груза при отклонении грузовых канатов от вертикали Горизонтальная инерционная продольная нагрузка при передвижении грузовой тележки с грузом Горизонтальная инерционная поперечная нагрузка при передвижении грузовой тележки с грузом Горизонтальная инерционная нагрузка при передвижении крана	G_I	1	$k_T G_I$	1	G_I	1	
2		G_0	1	$k_T G_0$	1	G_0	1	
3		G_T	1	$k_T G_T$	1	G_T	1	
4		ψG	0,9	ψG	0,8	$k_T G$	0,8	
5		G_x	0,9	G_x	0,8	G_x	0,8	
6		G_y	0,9	G_y	0,8	G_y	0,8	
7		$F_{H, П}$	0,9	—	$F_{H, П}$	0,9	$F_{H, П}$	0,8
8		—	—	—	—	$F_{H, К}$	$F_{H, К}$	0,8

№ п/п	Нагрузка	Рабочее состояние «Подъем груза и передвижение тележки»				Рабочее состояние «Передвижение крана»				Нерабочее состояние	
		Основное сочетание		Особое сочетание		Основное сочетание		Особое сочетание		Основное сочетание	
		k _c		k _c		k _c		k _c		k _c	
		На-грузка	к _c	На-грузка	к _c	На-грузка	к _c	На-грузка	к _c	На-грузка	к _c
9	Нагрузка от перекоса крана	0,5T	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—
10	Ветровая нагрузка рабочего P _{вII} и нерабочего P _{вIII} состояний	P _{вII}	0,9	P _{вII}	0,8	P _{вII}	0,9	P _{вII}	0,8	P _{вIII}	0,9
11	Нагрузка от обледенения конструкций	G _{сн}	0,9	G _{сн}	0,8	G _{сн}	0,9	G _{сн}	0,8	G _{сн}	0,9
12	Нагрузка, вызванная перепадом температур	P _t	0,9	P _t	0,8	P _t	0,9	P _t	0,8	P _t	0,9
13	Горизонтальная продольная нагрузка при наезде грузовой тележки на упоры	—	—	—	0,8	—	—	—	—	—	—
14	Горизонтальная поперечная нагрузка при наезде крана на упоры	—	—	—	—	—	—	—	—	H ₀	—
15	Нагрузка при аварийном перекосе крана	—	—	—	—	—	—	—	—	R _a	—
16	Временная нагрузка на обслуживающие площадки	q	1	q	—	q	1	q	—	—	—

Примечания: 1. Нагрузки № п/п 6 и 7; 8 и 14 совместно не учитываются. 2. Нагрузка № п/п 16 учитывается только при расчете площадки. 3. Коэффициент сочетаний k_c — см. п. I.20. 4. Значения коэффициента точков k_t для скоростного передвижения крана св. 60 м/мин при болтовом стыке рельсов — 1,05, при сварном — 1,00; для скорости передвижения крана св. 60 до 90 м/мин включительно — соответственно 1,10 и 1,05. 5. Динамический коэффициент для моста и опор φ = 1,15. 6. Если требуется сочетание одновременно подъема груза с перемещением крана или одновременное сочетание трех движений (подъем, передвижение тележки с грузом и передвижение крана), то учитывают и действие соответствующих этим сочетаниям нагрузок.

в направлении тормозных колес наибольшее расчетное ускорение [см. формулу (I.2.26)]

$$a_{\max} \leq \mu_0 g N_{\text{пр}} / N,$$

где N_{пр} = N_{пр} / (1 - aμ₀/b) > N_{пр} — вертикальная нагрузка на приводные колеса; N — полная вертикальная нагрузка на все колеса; μ₀ — коэффициент сцепления.

Боковые силы, возникающие при передвижениях крана, можно в среднем принимать такими же, как и для мостовых кранов:

$$R = 0,1N, \quad (III.2.11)$$

где N — вертикальная нагрузка на колесо — наибольшая при расчетах на прочность для случая нагружения II и средняя для случая нагружения I.

При передвижениях крана с малыми скоростями боковые силы следует определять только из условий забегания одной из опор, когда

$$R = (W_A - W_B) L / (2b), \quad (III.2.12)$$

где W_A, W_B — сопротивление передвижению с обеих сторон при W_A > W_B (см. т. 2, разд. VI).

Величина R_{max} при наличии ветра обычно не превышает значения 0,05G_к, где G_к — вес крана с грузом.

Наибольшее усилие перекоса при установившемся движении, действующее вдоль подкранового пути, имеет место при положении груженой тележки у опоры, а при наличии консоли — на конце ее и равняется [O.21]

$$T = (W_A - W_B) / 2. \quad (III.2.13)$$

При внезапном торможении возможно возникновение усилия T_{max} = 2T. См. также [O.1, 29].

Горизонтальные силы от наезда крана на концевые буферные упоры см. в п. III.6. Распор определяют по формулам табл. III.1.20. Давление ветра — см. п. I.7. В нерабочем состоянии нагрузку P_{вIII} учитывают только для кранов с пролетом более 32 м и при установке в районах с динамическим давлением ветра не менее 700 Па [29].

Нагрузки на металлические конструкции козловых кранов большой грузоподъемности и их расчетные сочетания приведены в табл. III.2.4.

Данные по массе козловых кранов грузоподъемностью 300, 500 и 700 т из стали марки 09Г2С представлены на рис. III.2.11 [30]. От общей массы крана массы металлоконструкций, механизмов и электрооборудования составляют соответственно 65, 25 и 10 %.

Горизонтальные силы от веса груза при отклонении грузовых канатов от вертикали вдоль подтележного рельса G_x = G tg α, а поперек подтележного рельса G_y = G tg β, причем α = β =

нагрузку (вес пролетного строения и собственный вес опоры, вес тележки с грузом) и горизонтальную нагрузку (ветер, инерционные силы при торможении тележки и распор от подвижной нагрузки). Напряженное состояние опор определяется их работой в двух плоскостях: в плоскости пролета и в плоскости подкранового пути.

Время затухания колебаний моста в вертикальной плоскости находят так же, как для мостового крана. При определении колебаний моста в горизонтальной плоскости вдоль пролета при торможении тележки период собственных колебаний моста, с

$$\tau = 2\pi \sqrt{m\delta}, \quad (III.2.14)$$

где m — сумма масс тележки и верхнего строения плюс одна треть массы опор; δ — горизонтальное смещение верхнего строения портала (массы m) от единичной горизонтальной силы.

При двух неподвижных опорах одинаковой жесткости [O.21]

$$\delta = h^3 (2k + 1) / (12EJ_1 k), \quad (III.2.15)$$

При одной неподвижной (жесткой) и другой подвижной (гибкой) опоре

$$\delta = h^3 (k + 1) / (3EJ_1 k). \quad (III.2.16)$$

Здесь $k = hJ_2 / (LJ_1)$. Если размеры поперечного сечения опоры изменяются по высоте, для J_1 можно принимать среднее значение моментов инерции для верхнего и нижнего сечений. Логарифмический декремент колебаний γ для кранов средней и большой грузоподъемности можно принимать равным 0,2. Краны с шарнирной и гибкой опорами имеют большие значения τ и времени затухания колебаний.

Особенности расчета кранов большой грузоподъемности связаны с большими размерами поперечных сечений пролетных балок и опор. Например, пролетная балка крана грузоподъемностью 900 т с пролетом 185 м имеет трапециевидное сечение высотой 13 600 мм и шириной по верхнему поясу 10 000 мм [44]. Стенки балки переменной по высоте толщины имеют по девять рядов горизонтальных ребер жесткости. Основные проблемы расчета таких балок — это расчет и конструкция диафрагм, обеспечивающих неизменяемость поперечного контура балки, и вопросы местной устойчивости стенок [21].

Мостовые перегружатели

Основные типы металлических конструкций мостовых перегружателей показаны на рис. III.2.13. В настоящее время все большее распространение получают листовые конструкции.

При пролете моста L оптимальная длина консолей $l = (0,20 \div \div 0,35) L$. В решетчатых конструкциях высота главных ферм

Рис. III.2.13. Типы металлических конструкций мостовых перегружателей: а — пролетное строение решетчатое, поперечные рамы — см. рис. III.2.14, конструкции опор — см. рис. III.2.16; б — пролетное строение однобалочное (см. рис. III.2.2, з — ж)

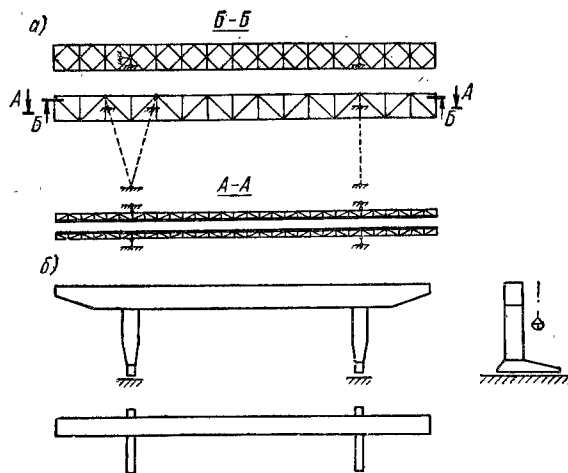
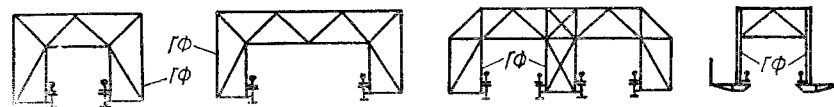


Рис. III.2.14. Схемы поперечных рам (ГФ — главная ферма)



в пролете $h = (1/8 \div 1/14) L$; высоту ферм над опорами принимают равной $1/3 - 1/5$ от длины консолей. Решетка главных ферм — треугольная с дополнительными стойками, раскосная и ромбическая. Длину панели обычно выбирают так, чтобы угол наклона раскосов составлял $40 - 50^\circ$. Расстояние между главными фермами принимают $(1/15 \div 1/12) L$, если колея тележки (или наличие двух колеи) не требует большей ширины. Схемы поперечных рам пролетного строения даны на рис. III.2.14. Раскосы рам обычно подбирают по предельной гибкости. В листовых конструкциях пролетные балки трубчато-балочного или трапециевидного типа. Их высота $(1/16 \div 1/20) L$. Наибольшее распространение получили конструкции мостовых перегружателей с жесткой и шарнирной опорами. Однако в конструкциях трубчато-балочных перегружателей (рис. III.2.15) успешно использованы две жесткие опоры [28, 30, 32].

Мостовые перегружатели с большими пролетами имеют в горизонтальной плоскости шарнирное соединение опор с мостом

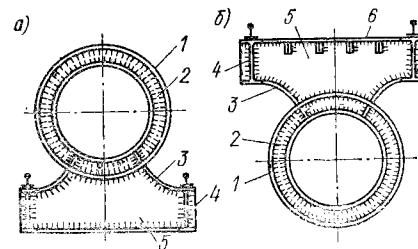


Рис. III.2.15. Поперечные разрезы пролетной балки перегружателей трубчато-балочной конструкции: а — перегружатель первоначальной конструкции; б — модернизированный перегружатель; 1 — главная труба; 2 — кольцевая диафрагма; 3 — гнутый настил; 4 — подрельсовая балка; 5 — поперечная балка; 6 — тормозной настил

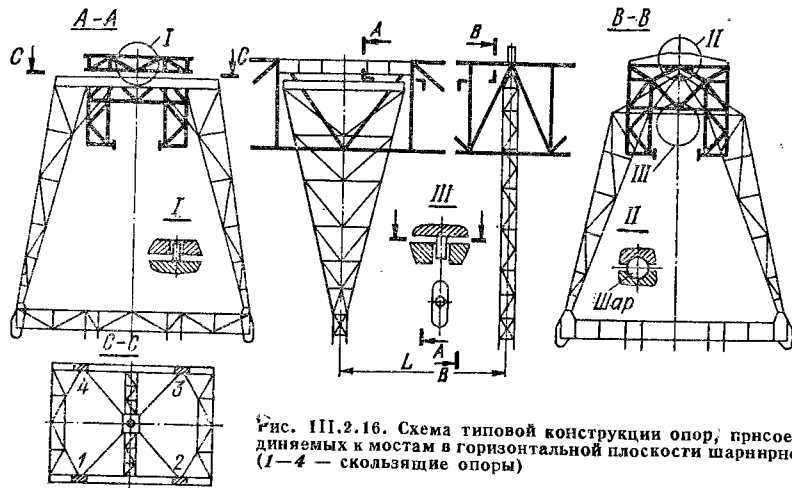


Рис. III.2.16. Схема типовой конструкции опор, присоединяемых к мостам в горизонтальной плоскости шарнирно (I—4 — скользящие опоры)

для возможности забегания одной из них. Для этого жесткая опора присоединяется к мосту с помощью цилиндрического шарнира, а гибкая — с помощью шарового (рис. III.2.16) [О.21].

Для основных тяжело нагруженных элементов конструкции перегружателей целесообразно применять низколегированные стали, для остальных рабочих элементов — стали марки ВМ СтЗсп.

Расчетные нагрузки металлических конструкций мостовых перегружателей и их расчетные комбинации приведены в табл. III.2.6.

Собственный вес мостовых перегружателей из низколегированной стали для предварительных расчетов может быть определен по рис. III.2.17.

Подвижные нагрузки — нагрузки на ходовые колеса для поворотного крана или тележки с поворотной стрелой — находят для трех расчетных положений: I, II и III (рис. III.2.18). Поло-

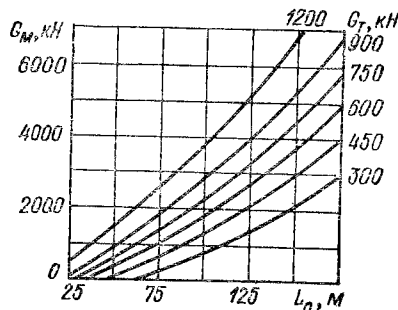


Рис. III.2.17. Вес металлических конструкций мостовых перегружателей из низколегированной стали (G_T — вес тележки с грузом; L_0 — общая длина моста)

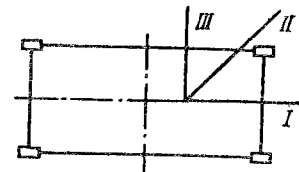


Рис. III.2.18. Расчетные положения поворотного крана (тележки) со стрелой

III.2.6. Расчетные нагрузки на металлические конструкции мостовых перегружателей

Нагрузка	Случай нагружения			Особые
	II		III	
	Комбинация нагрузок			
Собственный вес элементов моста с учетом коэффициента толчков k_T	Ib	IIb	IIc	III
	$n_1 G_M$	$n_1 G_M$	$n_1 k_T G_M$	$n_1 G_M$
Собственный вес тележки (поворотного крана) G_T с учетом коэффициента толчков k_T	$n_2 k_T G_T$	$n_2 k_T G_T$	$n_2 G_T$	$n_2 G_T$
	$\psi I G_0$	$n_3 \psi II G$	—	—
Вес груза G (включая грузозахват) с учетом динамических коэффициентов ψ	F_{II}	$n_4 F_{II, к}$	—	—
	R_T	$n_5 R_T^{max}$	—	—
Боковые силы от колес тележки	—	—	$n_7 R_{II}^{max}$	—
	—	—	$R_{V II}$	$R_{V II}$
Сила удара тележки о буфер P_6	—	—	—	$n_6 P_6$
	—	—	—	—
Боковые силы при перекосе моста	—	—	—	—
	—	—	—	$R_{V II}$
Ветровая нагрузка P_B	—	—	—	—
	—	—	—	$R_{V II}$

Примечания: 1. Комбинация нагрузок предусматривают работу перегружателей и их расчетные сочетания те же, что и для козловых кранов большой грузоподъемности (см. табл. III.2.4), но со следующими изменениями: дополнительно учитывается собственный вес перегружаемых устройств; динамический коэффициент ψ условно относится не только к грузу, но и к весу тележки, его значения: для моста и опор $\psi II = 1,2$; для ездовых балок и их креплений к мосту $\psi II = 1,5$.

2. Торможение опускающегося груза с половинной (Ib) и полной (IIb) скоростью при нормальном (Ib) и резком (IIb) торможении тележек; IIIc — передвигание моста без груза при резком его торможении; III — мост неподвижен, ветер неподвижен, ветер нерабочего состояния; случай особых нагрузок (последняя графа) — мост неподвижен, удар грузовой тележки о буфер. 2. При комбинации нагрузок Iс и III порождающая тележка может находиться в любом положении на мосту или, если это предусмотрено электрической схемой, только над жесткой опорой. 3. Можно принимать $G_0 = 0,9G$, как для грейферных кранов тяжелого режима работы. 4. Коэффициенты перегрузки n — см. табл. III.2.5. 5. Согласно работе [38], нагрузки для мостовых перегружателей и их расчетные сочетания те же, что и для козловых кранов большой грузоподъемности (см. табл. III.2.4), но со следующими изменениями: дополнительно учитывается собственный вес перегружаемых устройств; динамический коэффициент ψ условно относится не только к грузу, но и к весу тележки, его значения: для моста и опор $\psi II = 1,2$; для ездовых балок и их креплений к мосту $\psi II = 1,5$.

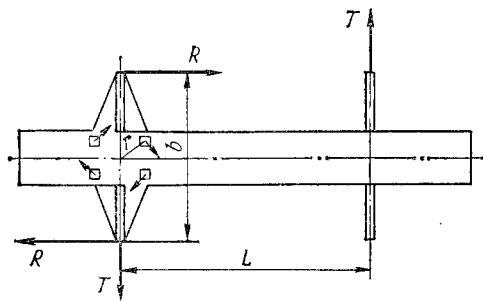


Рис. III.2.19. Схема сил, действующих на мост при наличии опорного момента трения

жение I является расчетным для поперечных рам; положение II — для дополнительных стоек, крайних раскосов, а в некоторых случаях для подрельсовых балок и поперечных рам; положение III — основной расчетный случай для главных ферм и балок, подрельсовых балок, а иногда и поперечных рам. Наибольшие нагрузки на ходовые колеса при любом положении стрелы будут иметь место при торможении опускающегося груза на наибольшем вылете стрелы и при ветре. Определение нагрузок на колеса см. в п. I.23. Необходимые для вычисления динамического коэффициента ψ значения m_m и $y_{ст}$ в зависимости от схемы крана приведены в табл. I.2.21. При этом для расчета верхнего строения тележка считается расположенной в середине пролета, а для расчета опор — на конце консоли. Коэффициенты толчков и динамические коэффициенты при расчете на сопротивление усталости можно брать по средним их значениям; можно принимать $C_a = 0,9G$. При интенсивной круглосуточной работе грейферная тележка в течение года совершает 300—350 тыс. циклов [30].

Тормозные силы $F_{т}$ от веса тележки с грузом (см. п. I.8) и ветровая нагрузка в торец моста $P_{в II}$, действующие вдоль моста, создают силу $H = F_{т} + P_{в II}$, воспринимаемую пролетным строением и жесткой опорой (см. рис. III.2.10, а). Влияние инерционных сил $F_{и.к.}$, возникающих при торможении моста (см. рис. III.2.10, б), сказывается так же, как влияние аналогичных сил у козловых кранов. Боковые силы $R_{т max}$ при движении тележки от ударов ходовых колес о рельсы принимаются равными 0,1 от нагрузки на каждое из имеющихся колес. Боковые силы $R_{т} = 0,5R_{т max}$. Силу удара тележки о буфер находят в соответствии с указаниями, данными в п. III.6, она воспринимается пролетным строением и жесткой опорой.

Боковые силы R при перекосе моста в случае жесткого соединения опор с мостом в горизонтальной плоскости определяются так же, как и для козловых кранов (см. рис. III.2.12), а в случае шарнирного соединения (рис. III.2.19)

$$R = M/b = \mu Pr/b, \quad (III.2.17)$$

где P — максимальная вертикальная реакция на жесткой опоре, когда груженная тележка находится на конце консоли со стороны этой опоры; $\mu = 0,2$ — коэффициент трения скольжения между опорными плоскостями; r — радиус от центров опорных плоскостей до оси вертикального штыря.

Перекосные нагрузки $T = Rb/L$ изгибают верхнее строение. Особенности расчета конструкций сводятся к следующему. Решетчатые конструкции верхнего строения рассчитывают разложением его на плоские системы [O.21]. Балочные конструкции имеют те же особенности расчета, что и козловые краны большой грузоподъемности, что связано с большими размерами поперечных сечений пролетных балок и опор [3, 31, 32, 44]. Разница состоит в том, что режимы работы козловых кранов большой грузоподъемности бывают не выше 5К (легкий и средний режимы работы), в то время как мостовые перегружатели имеют режим работы 8К (весьма тяжелый) [30]. Такие перегружатели в настоящее время изготавливают только балочных конструкций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович И. И. Новые конструкции козловых кранов для перегрузочных работ//Подъемно-трансп. оборуд./ЦНИИТЭИтяжмаш. М., 1980. № 31. 52 с.
2. Абрамович И. И. Современные зарубежные нормы проектирования грузоподъемных кранов: Обзор/ЦНИИТЭИтяжмаш. М., 1985. № 4. 52 с.
3. Альперин В. М., Гаица О. И., Латыш В. И. Натурные испытания металлических конструкций трубчатого-балочного крана-перегрузателя//Материалы по металлическим конструкциям. М.: Госстройиздат, 1977. № 19. С. 148—160.
4. Балашов В. П. Силы перекоса мостовых кранов-штабелеров//Тр. ин-та/ВНИИПТмаш. 1969. Вып. 7 (94). С. 71—90.
5. Бениенсон И. И. Затухание вертикальных колебаний пролетной балки мостового крана, обусловленное трением подтележечного рельса о балку//Тр. ин-та/ВНИИПТмаш. 1971. Вып. 5. С. 20—31.
6. Бениенсон И. И. О нормировании и причинах затухания вертикальных колебаний пролетных балок мостовых кранов//Тр. ин-та/ВНИИПТмаш. 1970. Вып. 4. (99). С. 31—56.
7. Бениенсон И. И. Экспериментальное исследование конструкционного демпфирования на модели пролетной балки мостового крана//Тр. ин-та/ВНИИПТмаш. 1972. Вып. 2. С. 3—22.
8. Беспалов В. Н., Ковальский Б. С. Нагрузки ходовых колес при перекосах кранов//Прочность и долговечность горных машин. М.: Недра, 1984. Вып. 6. С. 83—89.
9. Беспалов В. Н., Ковальский Б. С. Некоторые вопросы прочности крановых мостов/Укр. заоч. политехн. ин-т. Харьков, 1979. 50 с. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаше 03.12.79, № 506.
10. Беспалов В. Н., Таряник Ю. Г. Металлоемкость и трудоемкость изготовления одно- и двухбалочных крановых мостов//Подъемно-трансп. оборуд.: Респ. межвед. сб. Киев: Техніка, 1984. № 15. С. 8—11.
11. Вершинский А. В. Технологичность и несущая способность крановых металлоконструкций. М.: Машиностроение, 1984. 167 с.
12. Вершинский А. В., Ряднова Л. В. Пути снижения металлоемкости мостовых кранов//Тр. ин-та/МВТУ. 1979. № 315. С. 26—62.
13. Гладштейн Л. И., Бобылева Л. А., Емелин Е. И. Перспективы применения стали высокой прочности в сварных конструкциях крановых сооружений//Исследование и развитие теории конструктивных форм крановых металлоконструкций. М., 1982. С. 108—119. (Сб. науч. тр./ЦНИИПСК).
14. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1969. 520 с.

15. Гохберг М. М. Об упругом прогибе у мостовых кранов//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров/ЛПИ. Л., 1980. Деп. в ЦНИИ-ЭИтяжмаше 28.05.80, № 574. С. 57—71.

16. Гохберг М. М. Разработка ограничений для проектирования оптимальных металлических конструкций козловых кранов общего назначения//Тр. ин-та/Тул. политехн. ин-т. 1985. С. 11—16.

17. Гохберг М. М., Ворожцов А. Г. Причины образования остаточных прогибов пролетных балок мостовых металлургических кранов//Металлург. и горноруд. пром-сть. 1986. № 3. С. 54—55.

18. Гохберг М. М., Фам Ван Хой. Выбор оптимальных параметров пролетного строения козловых одноконсольных и двухконсольных кранов при данной общей длине моста//Грузоподъемные и погрузочные машины/Новочеркас. политехн. ин-т. Новочеркасск, 1985. С. 7—14.

19. Гохберг М. М., Фам Ван Хой. К вопросу о статическом относительном прогибе и строительном подъеме пролетных балок мостовых и козловых кранов//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров/ЛПИ. Л., 1982. Деп. в ЦНИИЭИтяжмаше 08.04.83, № 1086тм-Д83. С. 57—87.

20. Гохберг М. М., Фам Ван Хой. О статическом относительном прогибе консолей козловых кранов и выборе их оптимального строительного подъема//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров/ЛПИ. Л., 1982. Деп. в ЦНИИЭИтяжмаше 08.04.83, № 1086тм-Д83. С. 88—103.

21. Ильясевич С. А. Металлические коробчатые мосты. М.: Транспорт, 1970. 279 с.

22. Кихин А. И., Васильев А. А., Кошутин Б. Н. Повышение долговечности металлических конструкций промышленных зданий/Под общ. ред. А. И. К и к и н а. 2-е изд. М.: Стройиздат, 1984. 302 с.

23. Ковальский Б. С., Беспалов В. Н. Допускаемые прогибы крановых мостов//Подъемно-трансп. оборуд.: Респ. межвед. сб. Киев: Техника, 1977. № 8. С. 3—6.

24. Ковальский Б. С. О применении конических ходовых колес на мостовых кранах//Вестн. машиностроения. 1978. № 6. С. 9—11.

25. Концевой Е. М. Исследование элементов коробчатых крановых балок с вырезами в боковой стенке: Автореф. дис. ... канд. техн. наук/ЛПИ. Л., 1978. 19 с.

26. Крейчи Э. Ф. Некоторые вопросы работы концевых балок крановых мостов//Тр. ин-та/ВНИИПТмаш. 1969. Вып. 3. (90). С. 103—121.

27. Кулькова Н. Н. Результаты испытания натурной балки мостового крана со стенками уменьшенной толщины//Тр. ин-та/ВНИИПТмаш. 1976. Вып. 1. С. 28—36.

28. Мельников Н. П. Развитие конструктивных форм крановых металлических конструкций//Исследование и развитие теории конструктивных форм крановых металлоконструкций. М., 1982. С. 3—40. (Сб. науч. тр./ЦНИИПСК).

29. Нормы расчета стальных конструкций мостовых и козловых кранов: ОСТ 24.090.72—83/ВНИИПТмаш. М., 1983. 92 с.

30. Окулов Д. П. Вопросы исследований и проектирования мостовых перегружателей и козловых кранов большой грузоподъемности//Исследование и развитие теории конструктивных форм крановых металлоконструкций. М., 1982. С. 40—88. (Сб. науч. тр./ЦНИИПСК).

31. Окулов Д. П., Концевой Е. М. Расчет металлических конструкций кранов-перегружателей и козловых кранов большой грузоподъемности//Тр. ин-та ВНИИПТмаш. 1976. Вып. 4. С. 62—80.

32. Окулов Д. П., Эбич Р. Д. Новые конструкции цельносварных кранов-перегружателей//Материалы по металлическим конструкциям/Проектстальконструкция. 1977. № 19. С. 133—160.

33. Прищепенко Д. Г., Коляда В. И., Тарасов Г. М. Снижение металлоемкости мостовых кранов большой грузоподъемности//Энергетич. стр-во. 1977. № 7 (193). С. 65—67.

34. Розенштейн Б. М. Изменение строительного подъема металлоконструкций мостовых кранов//Тр. ин-та/ВНИИПТмаш. 1969. Вып. 3 (90). С. 55—71.

35. Романушкин В. А. Допустимая норма статического прогиба мостовых кранов//Тр. ин-та/ВНИИПТмаш. 1975. Вып. 1. С. 114—126.

36. Руководящий технический материал. РТМ 24.090.54—79: Краны грузоподъемные мостовые и козловые: Нормы проектирования/ВНИИПТмаш. М., 1981. 72 с.

37. Руководящий технический материал. РТМ 24.090.67—82: Нормы расчета и проектирования козловых электрических контейнерных кранов/ВНИИПТмаш. М., 1982. 28 с.

38. Руководящий технический материал. РТМ 24.090.62—81: Нормы расчета и проектирования стальных конструкций мостовых перегружателей и козловых кранов большой грузоподъемности/ВНИИПТмаш. М., 1981. 122 с.

39. Соболев В. М. Боковые силы на колесах мостового крана при его движении//Тр. ин-та/Тул. политехн. ин-т. 1977. С. 39—44.

40. Соболев В. М. Конусно-цилиндрические ходовые колеса и их центрирующие свойства//Тр. ин-та/Тул. политехн. ин-т. 1979. С. 49—56.

41. Соколов Л. М. Ремонт металлоконструкций металлургических кранов. М.: Металлургиздат, 1982. 88 с.

42. Спицина Д. Н., Буланов В. Б. Гашение колебаний мостовых кранов при подъеме груза с подхватом//Вестник машиностроения. 1979. № 9. С. 33—36.

43. Фам Ван Хой. Вопросы оптимизации металлических листовых конструкций козловых кранов общего назначения. Автореф. дис. ... канд. техн. наук/ЛПИ. Л., 1982. 16 с.

44. Behrenbeck P. O., Roos H. J. Werftportalkran 900t×185 m für Uddevalla Schweden//Stahlbau. 1979. N 3. S. 65—69.

45. Franke R. Windkanalversuche am Modell eines Portalkranstragers//For-dern u. Heben. 1967. N 3. S. 144—147.

46. Hapfner H. O. Wetter Schwingungen an Krananlagen//TU22 (1981). N 7/8. S. 285—290.

47. Kos M. Bewertung neuerer Katzenbauarten der Einträgerbrücken und Portalkrane//VDJ-Z 124 (1982). N 4. Februar (II). S. 135.

48. Kos M. Über die Tragkonstruktion der Einträgerkrane//Stahlbau. 1980. N 9. S. 281—286.

49. Müller U., Griese W. Beitrag zum Betriebsfestigkeitsnachweise für geschweisste Krantragwerke//Stahl u. Eisen. 100 (1980). N 23. S. 1379—1384.

Глава 3

Порталы и башни

III.8. Порталы порталных кранов

Типы конструкций

Типы конструкций порталов современных кранов даны на рис. III.3.1 и III.3.2 [30, 31, 35].

В зависимости от числа перекрываемых железнодорожных путей порталы бывают *одно-, двух- и трехпутными* (колея $2b = 6$ м; 10,5 или 10 м; 15,3 м (см. т. 2, п. IV.9)). Порталы доковых кранов имеют колею 3,5—4,5 м. Базу крана назначают конструктивно в зависимости от размеров поворотной части и проверяют по условиям устойчивости крана.

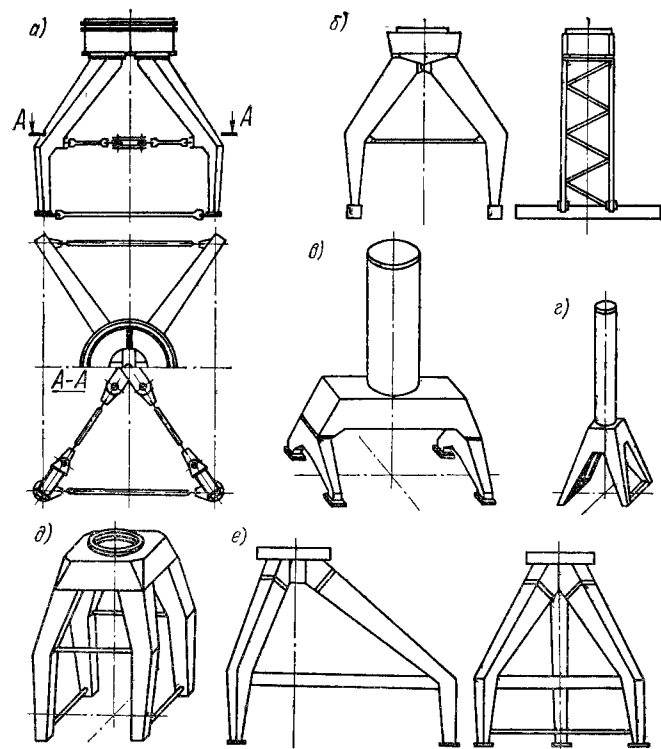
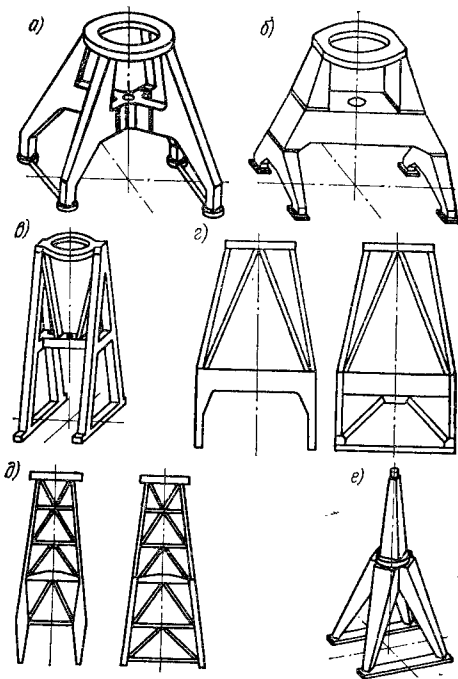


Рис. III.3.1. Порталы кранов на поворотном круге: а — рамный четырехстоечный серийных кранов завода ПТО им. С. М. Кирова [30]; б — двухстоечный («Пайнер», ФРГ); в — рамно-башенный двухстоечный; г — рамно-башенный четырехстоечный («Крупп», ФРГ); д — рамный четырехстоечный докового крана завода ПТО им. С. М. Кирова; е — рамный трехопорный («Ганц», Венгрия)

Устойчивость крана обеспечивают противовесами на поворотной части и лишь при особой необходимости (при малых колее и базе) — заливкой бетона в опоры портала. Внутренний контур портала должен отвечать габариту S_p приближения строений по ГОСТ 9238—83. Для улучшения видимости из кабины крановщика опоры и оголовки порталов и полуportalов часто делают со скосами. Ось вращения поворотной части чаще идет по оси симметрии порталов, реже смещена от нее (у некоторых трех- и двухпутных порталов — см., например, рис. III.3.1, е). При $2b > 20$ м поворотную часть иногда выполняют передвижной. Высота порталов перегрузочных кранов 6—10 м, судостроительных монтажных — до 30 м и более [9].

По типу присоединения опор к верхнему ригелю известны порталы с жестким присоединением всех опор (большинство) и шарнирным присоединением одной опоры (применяются редко, при очень большой колее).

Рис. III.3.2. Порталы кранов на колонне: а — рамный четырехстоечный с крестообразным ригелем [0.40]; б — рамный двухстоечный; в — рамный двухстоечный с А-образными стойками («Кранбау Эберсвальде», ГДР); г — рамно-раскосный; д — решетчатый («Ганц», Венгрия); е — рамно-башенный



По числу соединений портала с ходовой частью различают трех- и четырехопорные порталы. При трехопорном портале (рис. III.3.1, е) нагрузки на опоры не зависят от неравномерности просадки крановых путей, улучшается проходимость крана по кривым, но ухудшается его устойчивость против опрокидывания, что исключает применение трехопорных порталов при большой грузоподъемности.

По типу опорно-поворотного устройства различают порталы кранов на поворотном круге (рис. III.3.1), на поворотной колонне (рис. III.3.2, а—д), на неповоротной колонне, являющейся частью портала (рис. III.3.2, е). При многокатковом однорядном поворотном круге (рис. III.3.1, а) для устойчивости поворотной части против опрокидывания нужны значительные диаметры кругового рельса (до 6 м) и большие размеры оголовка; для крепления центральной цапфы нужны мощные связи в оголовке. При шаровых или роликовых двухрядных опорно-поворотных кругах диаметр круга и габариты оголовка в плане резко уменьшаются (рис. III.3.1, б—е), исключено опрокидывание поворотной части, полезно используется свободное пространство внутри круга (например, для лестниц). Для нормальной работы опорно-поворотных кругов [0.47] неплюсность опорных поверхностей под двухрядным кругом не должна быть более 0,25 мм при диаметре круга $D = 1,5$ м; 0,35 мм при $D = 2,5$ м; 0,4 мм при $D = 4$ м; вертикальные прогибы металлической конструкции под наибольшей нагрузкой — не более соответственно 0,75; 1,05; 1,5 мм. В кранах на поворотной колонне (рис. III.3.2, а—д) порталы имеют два ригеля: верхний (оголовок) и нижний. При этом достигаются следующие преимущества: исключено опрокидывание поворотной части, в элементах опорно-поворотного устройства применяют серийные подшипники качения. Однако усложняются схема и монтаж портала и несколько

растет его масса. Особые трудности связаны с выверкой нижнего подшипникового узла колонны и ликвидацией влияния на его работу погрешностей в системе портал — колонна [О.47].

По способу образования пространственной системы портала различают рамные, рамно-башенные, рамно-раскосные, решетчатые и рамно-решетчатые порталы. Рамные порталы (рис. III.3.1, а, д, е; III.3.2, а—в) в последние годы обычно имеют коробчатое исполнение. Преимущества коробчатых порталов по сравнению с решетчатыми: снижение массы портала (до 30—40 %) за счет уменьшения числа нерасчетных элементов, общей трудоемкости изготовления и стоимости; уменьшение числа деталей и монтажных стыков; прогрессивные методы изготовления [О.21]. В рамно-башенных порталах (рис. III.3.1, в, г; III.3.2, е) цилиндрическая, цилиндроконическая или пирамидальная башня соединена с нижней рамной конструкцией. Габаритные размеры порталов листовой конструкции ограничены габаритом подвижного железнодорожного состава; монтажные стыки порталов целесообразно выполнять в виде болтовых фланцевых соединений [О.37, О.40] — см. п. III.3. В рамно-раскосных порталах кранов на колонне (рис. III.3.2, з) ригель, воспринимающий вертикальную нагрузку от нижней опоры колонны, является верхним ригелем рамной конструкции; оголовок связан с нижней рамой восьмью раскосами коробчатого, трубчатого или открытого сечения. Раскосы работают в основном на осевые силы, что в ряде случаев позволяет снизить массу по сравнению с чисто рамной конструкцией. Решетчатые порталы представляют собой пространственные ферменные конструкции, собираемые из отдельных стержней (рис. III.3.2, д), — см. [О.40, О.58]. В рамно-решетчатых порталах (рис. III.3.1, б) некоторые элементы выполнены листовыми.

По числу присоединений опор к верхнему ригелю порталы разделяют на двухстоечные (рис. III.3.1, б; III.3.2, б, в) и четырехстоечные (рис. III.3.1, а, г, д; III.3.2, а, д, е). Трехопорные порталы являются трехстоечными. Порталы могут иметь один — три ригеля и более. Четырехстоечные порталы обычно имеют нижние затяжки трубчатого (рис. III.3.1, а, д; III.3.2, а) или коробчатого (рис. III.3.1, г; III.3.2, в, е) сечения. В некоторых порталах имеются и верхние затяжки для разгрузки верхних частей опор от изгиба; их целесообразно располагать вдоль главных осей инерции сечений соединяемых опор (рис. III.3.1, а, д). Двухстоечные порталы весьма податливы в вертикальной плоскости и практически нечувствительны к неровностям пути. Они проще в изготовлении и монтаже, но при положении стрелы вдоль пути оголовки получают значительные перемещения.

В СССР и за рубежом после 1965 г. выпускаются в основном краны на колонне (63 % типоразмеров кранов) с порталами по рис. III.3.2, а, б, г (всего 50 %). Доля рамно-раскосных порталов (рис. III.3.2, з) составляет 16 % и в последние

годы растет, особенно для монтажных кранов. Краны с неповоротной колонной (портал по рис. III.3.2, е) применены в 6 % типоразмеров. Рамно-башенные порталы (рис. III.3.1, в, г; III.3.2, е) охватывают 9 % типоразмеров, особенно широко их используют на монтажных кранах с большой высотой подъема. Все чаще применяют двухстоечные рамно-башенные порталы. До 70 % существующих порталов — коробчатые [31].

Расчет порталов

Расчетные нагрузки порталов принимают в зависимости от комбинации нагрузок (табл. III.3.1). Вес поворотной G_1 и неповоротной G_2 частей крана при проектировочном расчете принимают по существующим конструкциям (см. т. 2, п. IV.9) с учетом особенностей крана. Вес оптимальных конструкций стреловых систем см. в п. III.11. Вес портала обычно составляет 20—30 % от веса крана (меньшие значения — при большей грузоподъемности). Вес груза, который разрешается поднимать краном, может быть постоянным и переменным по вылету. Грейферные краны имеют постоянную по вылету грузоподъемность, при комбинации нагрузок IIа вместо G принимают $1,1G$ с учетом возможного переполнения грейфера; для влажных и липких материалов принимают $1,25G$. Характерное для современных кранов изменение допустимого веса груза $G(R)$ (рис. III.3.3) описывается уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} G(R)/G &= (R_{\max} - R_0)/R - R_0 + (R_{\max} - R)/t \\ &\text{при } R_{\max} \geq R \geq R_0; \\ G(R)/G &= t \\ &\text{при } R_{\min} \leq R \leq R_0, \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.3.1})$$

где G , $G(R)$ — вес груза на наибольшем вылете R_{\max} и текущем вылете R ; R_{\min} — наименьший вылет; R_0 — вылет, соответствующий узловой точке графика допустимой грузоподъемности.

Обычно $tR_0/R_{\max} \approx 1,25$, тогда $R_0 = 0,625R_{\max}$ при $t = 2$; $R_0 = 0,5R_{\max}$ при $t = 2,5$; $R_0 = 0,4R_{\max}$ при $t = 3,2$.

Коэффициенты динамичности ψ_I , ψ_{II} при работе механизма подъема вычисляют по формулам для ψ_m — (I.2.19), (I.2.21). Скорость отрыва груза от основания v при определении ψ_{II} можно принимать равной скорости подъема груза v_n (значения см. в т. 2, п. IV.9). При определении ψ_I принимают $v = (0,35 \div 0,5) v_n$ для крюковых перегрузочных кранов, работающих в режимах 6К, 7К, и $v = (0,5 \div 0,8) v_n$ для грейферных кранов (режим 8К) [О.21]. Нагрузки при отклонении канатов от вертикали рассмотрены в п. I.8.

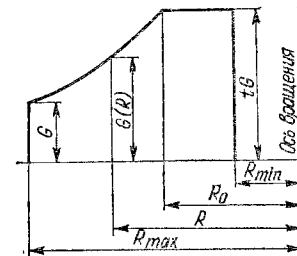


Рис. III.3.3. Изменение допустимого веса груза по вылету

III.3.1. Расчетные нагрузки и их комбинации при расчете усилий на элементы металлических конструкций порталных кранов по методу допускаемых напряжений

Нагрузка	Случай нагружения I									II			III
	$[\sigma] = \sigma_{НК}/n_I$									$[\sigma] = \sigma_T/n_{II}$			$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_{III}}$
	Комбинация нагрузок ²												
	Ia	Ib ₁	Ib ₂	Ic	Id	Ie	Ib ₁	Ib ₂	Ic	Ic	Ic	III	
Вес поворотной части	G ₁	G ₁	G ₁	G ₁	G ₁	G ₁	G ₁	G ₁	G ₁	G ₁	G ₁	G ₁	
» неповоротной части	G ₂	G ₂	G ₂	G ₂	G ₂	G ₂	G ₂	G ₂	G ₂	G ₂	G ₂	G ₂	
» груза с грузозахватом ³	G ₃	G ₃	G ₃	G ₃	G ₃	G ₃	G ₃	G ₃	G ₃	G ₃	G ₃	G ₃	
Коэффициент динамичности	ψI	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Угол отклонения канатов от вертикали ³	—	αI	—αI	βI	0,5αI	—	αII	—αII	βII	—	—	—	
Коэффициент толчков	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Касательные и центробежные силы инерции при пуске и торможении механизма поворота ⁴	—	—	—	0,5F _{и.к}	—	—	—	—	—	—	—	—	
Силы инерции при пуске и торможении механизма изменения вылета ⁴	—	0,5F _{и.в}	0,5F _{и.в}	—	—	—	—	F _{и.в}	—	—	—	—	
Силы инерции при пуске и торможении механизма передвижения ⁴	—	—	—	—	0,5F _{и.п}	—	—	—	—	F _{и.п}	—	—	
Ветровая нагрузка	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

¹ Расчетные случаи нагружения I, II, III — см. п. I.5. ² Расчетные комбинации нагрузок: Ia, Ib₁ — работает только механизм изменения вылета; Ib₂, Ic, Id — работает только механизм поворота; Id, IId — работает только механизм передвижения. ³ Принятые обозначения: α_к = β° — угол косоуго подема; α_т — отклонение каната от вертикали в плоскости качания стрелы в сторону увеличения вылета; —α_т — то же в сторону уменьшения вылета; β_т — отклонение каната от вертикали в плоскости качания стрелы; G₃ — вес грузозахвата. ⁴ Силы инерции вычисляются по формулам вида $F_{и.к} = ma$, где m — ускоряемая масса, сила инерции которой действует на рассматриваемый элемент; a — ускорение, вычисленное в зависимости от времени неустановившегося движения (см. п. I.8; см. также г. 2, разд. VI, главы 2, 4, 5).

III.3.2. Распределение вылетов при зачерпывании груза (R_з) и раскрытии грейфера (R_р) для грейферного порталного крана [1]

R _р , м	R _з , м						Итого	Вероятность R _з , %
	12—15	15—18	18—21	21—24	24—27	27—30		
9—12	1	4	5	5	2	2	19	5,3
12—15	5	7	8	2	2	—	24	6,7
15—18	3	28	48	6	4	1	90	25,0
18—21	5	31	35	11	2	—	84	23,4
21—24	5	23	32	15	1	—	76	21,2
24—27	1	9	14	7	7	—	38	10,6
27—30	—	10	14	4	—	—	28	7,8
Итого	20	112	156	50	18	3	359 ¹	—
Вероятность R _з , %	5,6	31,2	43,4	14	5	0,8	—	100

¹ Общее число измерений.

Требуемые для расчета по комбинациям нагрузок значения коэффициента динамичности даны в табл. I.2.22, углов отклонения канатов — в табл. I.2.25. Силы инерции см. в п. I.8.

Расчет конструкций на сопротивление усталости выполняют при эквивалентных нагрузках. Коэффициенты эквивалентности φ_э вычисляют по формуле (I.3.11); можно принимать φ_э = 1,0 для грейферных кранов (режим работы 8К) с учетом возможного переполнения грейфера и φ_э = 0,85 для крюковых перегрузочных кранов (режимы 6К, 7К).

Расчет по эквивалентным нагрузкам ведется, как при стационарном нагружении [O.17, O.21, 4] (см. п. I.21) с учетом распределения вылетов взятия груза, варианта работы и т. д. Экспериментально установленное распределение вылетов при зачерпывании и раскрытии грейфера [1] дано в табл. III.3.2.

При проектировочном расчете металлических конструкций перегрузочных порталных кранов по II случаю нагружения (см. п. I.5) допускаемые напряжения снижают: $[\sigma]_{II}^* < [\sigma]_{II}$ — см. формулу (I.5.94) [4]. Для рамных и равно-башенных порталов грейферных кранов при K = 2,5 (сталь 09Г2С, диафрагма приварена к поясу корыччатой конструкции лобовым тавровым швом) $[\sigma]_{II}^* = 120 \div 130$ МПа [25]; для элементов рамных конструкций равно-раскосных порталов $[\sigma]_{II}^* = 120 \div 150$ МПа [33].

Статистические характеристики эксплуатационных распределений внешних нагрузок порталных кранов приведены в работах [O.11, 7], нагрузок на опоры — в работе [28]. Распределения составляющих вектора нагрузки на опору хорошо описываются нормальными законами.

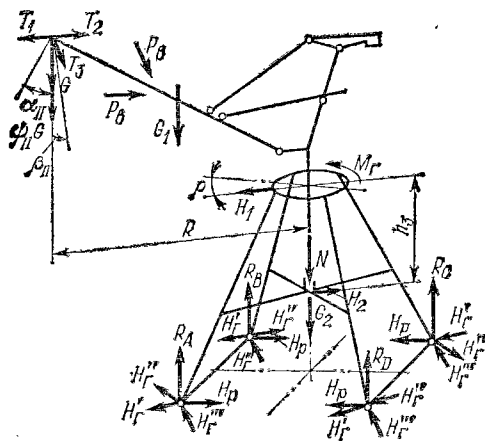


Рис. III.3.4. Схема нагружения портального крана

Схема нагружения крана на колонне дана на рис. III.3.4. При комбинациях нагрузок II_{B_1} или II_{B_2} учитываются силы T_1 или T_2 , возникающие вследствие отклонения канатов от вертикали и приложенные к крану в точке подвеса груза; их абсолютное значение равно $G \operatorname{tg} \alpha_{11}$. При комбинации II_a считается возможным отклонение канатов

от вертикали на угол косога подъема α_n . Ветровые нагрузки P_v (см. п. I.7) — в плоскости качания стрелы или перпендикулярно к ней — учитывают при расчете по III случаю нагружения, при выборе двигателей (см. т. 2, разд. VI), при расчете устойчивости крана (см. п. I.22), при поверочных расчетах металлических конструкций по методикам работ [O.11, O.13] (см. п. I.16). О ветровых нагрузках на порталные краны см. также п. III.11.

Направления и точки приложения к порталу силовых воздействий, вызванных действующими на кран внешними силами, зависят от конструкции опорно-поворотного устройства и структуры портала. На портал крана на колонне (рис. III.3.4) действуют вертикальная сила N , горизонтальные силы H_1 и H_2 в плоскости качания стрелы, не показанные на рисунке горизонтальные силы H_3 (на оголовке) и H_4 (на средний ригель) в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания стрелы, горизонтальный момент M_1 в плоскости зубчатого или цевочного зацепления механизма поворота. Момент M_r при замкнутом тормозе механизма поворота равен моменту горизонтальных сил, перпендикулярных к плоскости качания стрелы, и ограничен муфтой предельного момента; при разомкнутом тормозе момент M_r равен моменту сил трения при вращении поворотной части.

Со стороны основания к порталу приложены вертикальные R_A, R_B, R_C, R_D и горизонтальные реакции опор. Равнодействующая горизонтальных внешних сил в плоскости качания стрелы уравновешена четырьмя реакциями опор H'_r , принимаемыми одинаковыми по величине и действующими параллельно этой плоскости. Горизонтальные внешние силы, перпендикулярные к плоскости качания стрелы, вызывают реакции H''_r в опорах крана. Момент M_r обычно меньше момента сил трения между колесами и рельсами, поэтому он уравновешен четырьмя реакциями H''_r , которые при наличии зазоров между ребрами и рельсами перпендикулярны к диагоналям опорного контура.

Если на горизонтальные ригели рам неподвижных порталов действуют сосредоточенные вертикальные силы, приложенные между концами ригелей, то рама испытывает распор. Для всех типов порталов распор возникает при действии вертикального давления N (рис. III.3.4) и при изменении температуры. При действии вертикального момента на портал крана на поворотном круге в рамах портала, содержащих балки оголовка, расположенные поперек рельсов и нагруженные вертикальными давлениями катков опорно-поворотного устройства, возникает распор. При действии вертикального момента в порталах кранов на поворотной и неповоротной колоннах распор не возникает. При наличии нижних затяжек (см., например, рис. III.3.2, а) или нижних горизонтальных балок (см. рис. III.3.2, в) распор H_p действует перпендикулярно рельсам (рис. III.3.4). У подвижных порталов распор, вызванный весом крана, исчезнет при перекачивании портала в процессе монтажа крана; колею портала следует изготовлять уже номинала на величину расхождения опор от веса крана. При всякой передвиге крана будет пропадать и распор от изменения температуры.

Наибольшее расчетное значение распора H_p может быть от веса груза с коэффициентом динамичности $\psi_{II}G$, приложенного к порталу по оси вращения крана. Если горизонтальные ригели портала нагружены вертикальными силами при действии вертикального момента M_B со стороны поворотной части (см. рис. III.3.1, а), то при расположении стрелы вдоль пути также возникает распор, причем в случае поворота стрелы на 180° возможно возникновение распора от момента, равного $2M_B$ (предполагается, что зазоров вдоль осей ходовых колес и между ребрами колес и рельсами нет). При наличии этих зазоров значение H_p не может быть больше силы трения поперечного скольжения в наименее загруженной опоре, а при движении крана H_p может уменьшаться практически до нуля [O.21]. Поэтому стойки опор рассчитывают с учетом распора, а верхнее строение, которое разгружается от действия распора, — без его учета. Формулы для определения распора в плоских рамах даны в табл. III.1.20. При определении распора от изменения температуры принимают $\Delta t = \pm 40^\circ \text{C} - t_m$, где t_m — температура монтажа, $^\circ \text{C}$.

Нагрузки на опоры четырехопорных порталов [2] определяют по формулам п. I.23 с учетом погрешности $h = h_{II} + h_K$ (h_{II}, h_K — погрешности пути и портала, см. рис. I.6.10) и суммарной податливости $k_0 = k_{II} + k_K$ пути (k_{II}) и портала (k_K). Значения h_{II}, k_{II} см. в гл. 6 настоящего раздела. При балансирной системе ходовых колес крана расчетные значения h_{II} уменьшаются. Для серийно изготавливаемых кранов, когда заранее неизвестно, на каком подкрановом основании они будут работать, следует принять $k_{II} = 0$ (бетонное основание). Погрешность портала h_K значительна при индивидуальном изготовлении опор и пренебрежимо мала [2], если обеспечена взаимозаменяе-

мость опор [0.37, 0.40]. Податливость портала h_k наиболее точно определяют из эксперимента на металлической модели [0.21, 31]. Хорошую сходимость с экспериментом (погрешность менее 20 %) дает расчетное определение k_k по пространственной расчетной схеме (см. ниже).

Силовой расчет порталов следует выполнять по пространственной схеме. Для статически неопределимых порталов целесообразен метод сил. В интегралах Мора учитывают деформации изгиба в двух плоскостях, сдвига по двум осям (уточнение напряжений обычно менее 10 %) и кручения; деформации растяжения — сжатия учитывают только для стержневых затяжек и раскосов. Геометрические характеристики (моменты инерции, площади) сечений участков переменного сечения принимают постоянными, равными полусуммам характеристик граничных сечений участков. Для получения возможно более простой системы уравнений используют разложение внешней нагрузки симметричного портала на симметричные и кососимметричные группы [39].

На рис. III.3.5, III.3.6 представлены схемы к расчету двухстоечного портала (см. рис. III.3.2, б) при действии вертикальных усилия N и момента $M_B = Hh_3$. Портал (рис. III.3.5, а) рассчитывают отдельно при нагрузке силой N и силами $H/4$ (группы I—IV — рис. III.3.5, б), в сумме дающими нагружение моментом M_B (силы $H \cos \rho$ и $H \sin \rho$ на рис. III.3.6, а, б — составляющие усилия H , приложенного к ригелю, см. также рис. III.3.4). При расчете по рис. III.3.5, в и г принимают основную систему с оголовком, отсеченным от рамы; неизвестными являются симметричные силы X_1 и моменты X_2 . Грузовые коэффициенты канонических уравнений при нагружении силой N вычисляют перемножением эпюр на среднем ригеле, при нагружении силами $H/4$ (группа I) — интегрированием эпюр на кольце в его плоскости. При расчете по рис. III.3.5, д принимают ту же основную систему и находят кососимметричные неизвестные ($X_3, X_3 l_1$) и X_4 . При расчете от силы $H/4$ (группа III — рис. III.3.6, а) в основной системе оголовок опирается на стойки через цилиндрические шарниры с осями, параллельными оси Ox ; половины оголовка соединены шарнирами a и b , имеющими вертикальные оси; определяют неизвестные ($X_2, X_2/l_1$) и X_5 . При расчете по рис. III.3.6, б (группа IV) в основной системе половины оголовка соединены шарнирами, имеющими вертикальные оси в плоскости xOz , и опираются на стойки через подпятники a и b ; неизвестными являются моменты X_6 и X_7 . Система канонических уравнений метода сил имеет вид:

$$(N) \begin{cases} \delta_{11} X_1^N + \delta_{12} X_2^N + \delta_{1P}^N = 0; \\ \delta_{21} X_1^N + \delta_{22} X_2^N + \delta_{2P}^N = 0; \end{cases}$$

$$(I) \begin{cases} \delta_{11} X_1^I + \delta_{12} X_2^I + \delta_{1P}^I = 0; \\ \delta_{21} X_1^I + \delta_{22} X_2^I + \delta_{2P}^I = 0; \end{cases}$$

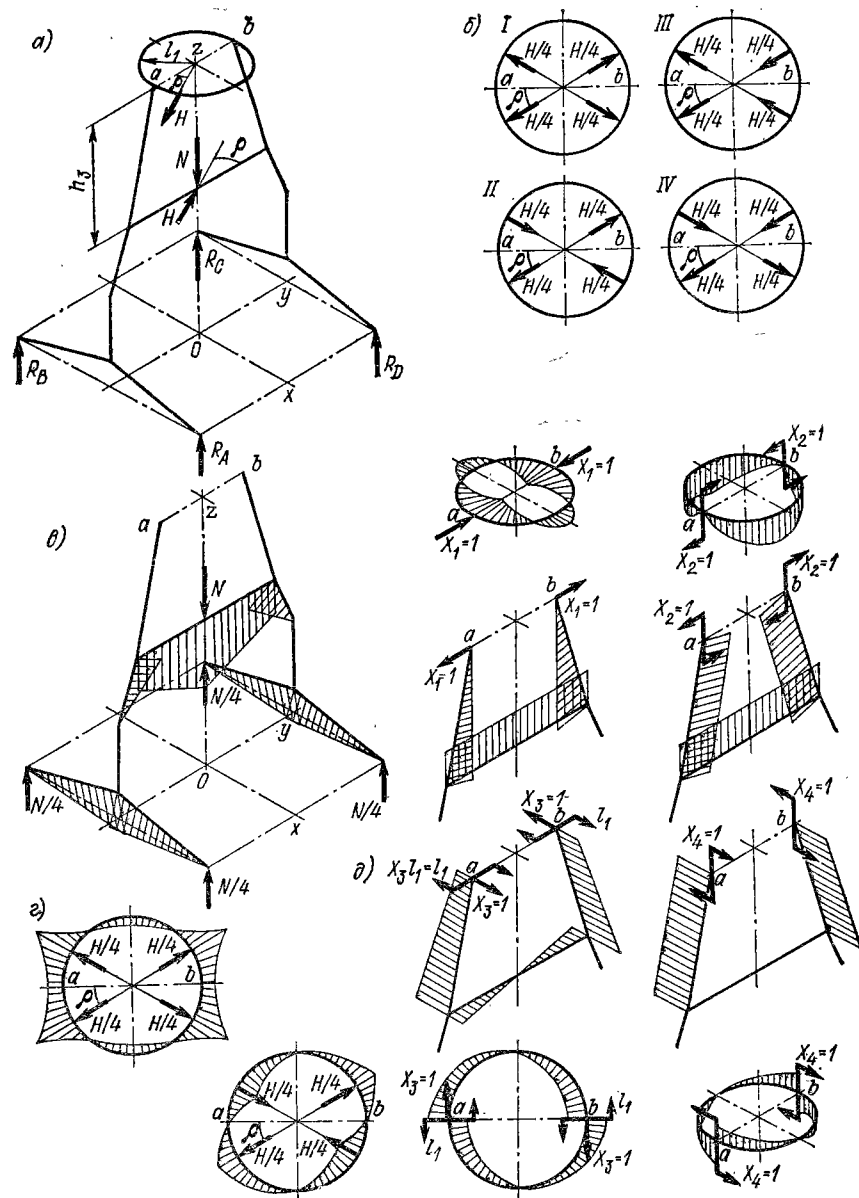


Рис. III.3.5. Схемы к расчету рамного двухстоечного портала; а — схема нагружения портала; б — схемы нагружения оголовка силами $H/4$ (группы I—IV); в — эпюры изгибающих моментов к расчету от силы N ; г — то же к расчету от сил $H/4$ (группа I); д — то же к расчету от сил $H/4$ (группа II)

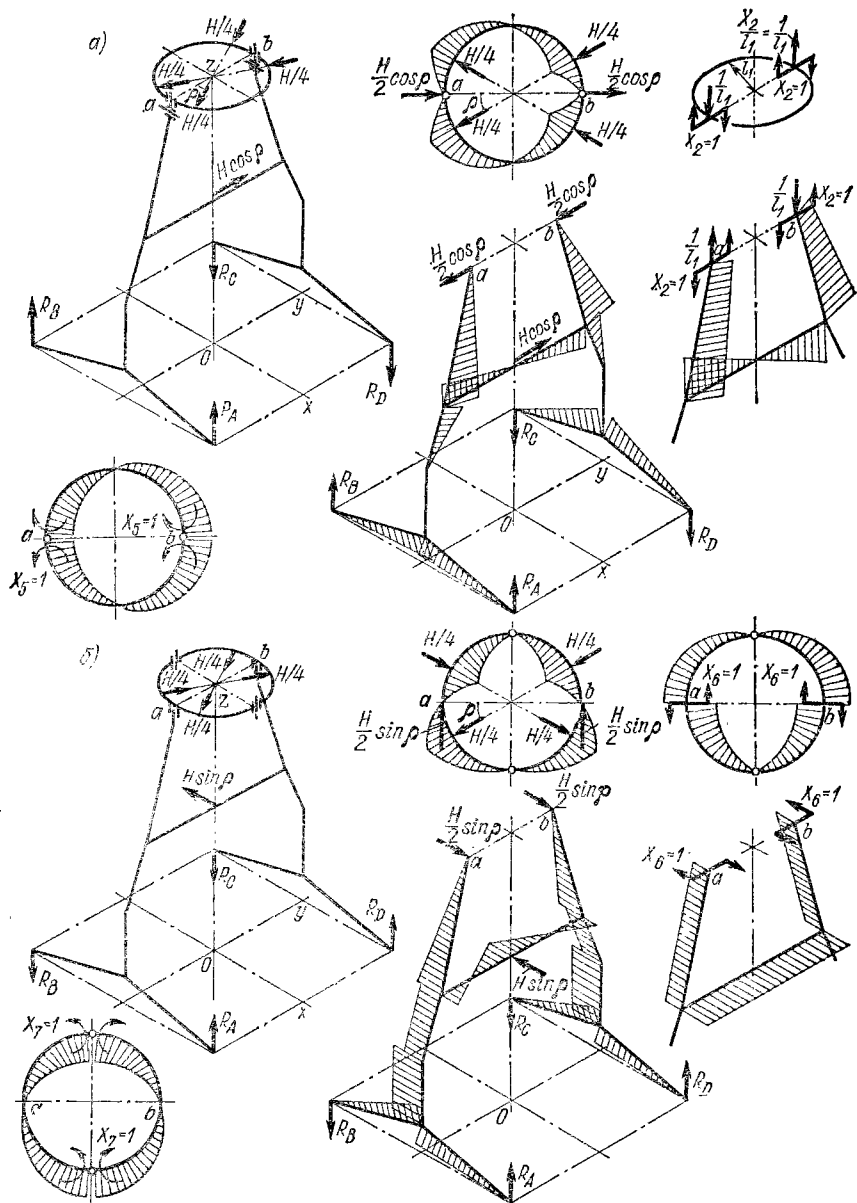


Рис. 11.3.6. Схемы и эпюры изгибающих моментов к расчету рамного двухстоечного портала от сил $H/4$: a — группа III; b — группа IV

$$\begin{aligned}
 \text{(II)} & \left\{ \begin{aligned} \delta_{33}X_3 + \delta_{34}X_4 + \delta_{3P} &= 0; \\ \delta_{43}X_3 + \delta_{44}X_4 + \delta_{4P} &= 0; \end{aligned} \right. & \text{(III.3.2)} \\
 \text{(III)} & \left\{ \begin{aligned} \delta_{22}^{III}X_2^{III} + \delta_{25}X_5 + \delta_{2P}^{III} &= 0; \\ \delta_{52}X_2^{III} + \delta_{55}X_5 + \delta_{5P} &= 0; \end{aligned} \right. \\
 \text{(IV)} & \left\{ \begin{aligned} \delta_{66}X_6 + \delta_{67}X_7 + \delta_{6P} &= 0; \\ \delta_{76}X_6 + \delta_{77}X_7 + \delta_{7P} &= 0, \end{aligned} \right.
 \end{aligned}$$

причем коэффициенты δ_{2P}^{III} подсистемы I и δ_{4P} подсистемы II равны нулю (см. рис. 11.3.5, в—д). На рис. 11.3.5, 11.3.6 даны эпюры изгибающих моментов при действии единичных сил в направлениях неизвестных усилий; формулы для расчета колец см. в табл. 11.1.19.

Полностью расчет этого портала приведен в работе [26], четырехстоечного портала (см. рис. 11.3.2, а) — в работе [27], портала с А-образными стойками (см. рис. 11.3.2, в) — в работе [20], рамно-раскосного портала (см. рис. 11.3.2, е) — в работе [34]. Для рамно-раскосного портала в расчетной схеме следует учесть эксцентричное расположение верхних концов раскосов ниже оси оголовка.

Для некоторых порталов (см. рис. 11.3.2, а, в) предложены более простые методики расчета разложением на плоские рамы [0.21, 0.40, 0.58, 3], позволяющие довольно точно определить внутренние силовые факторы в плоскостях вертикальных рам. Для силового расчета и определения перемещений порталов можно применять универсальные программы расчета пространственных конструкций на ЭВМ.

При расчете порталов надо рассматривать различные сочетания нагрузок, вылетов и углов вращения, чтобы выявить наиболее неблагоприятное нагружение рассчитываемых элементов.

Податливость портала k_R , нужную для вычисления опорных нагрузок по формулам п. 1.23, определяют по пространственной расчетной схеме при нагружении на опорах уравновешенной группой сил $X_8 = 1$ (рис. 11.3.7), с учетом изгиба, сдвига и кручения: $k_R = \delta_{88}$. Жесткость портала $c = 1/k_R$. На рис. 11.3.7, а дана эпюра изгибающих моментов рамно-башенного портала (эпюры крутящих моментов и поперечных сил не приводятся).

Для внутренне статически неопределимых порталов определение k_R требует раскрытия статической неопределимости. Например, для двухстоечного портала (рис. 11.3.7, б) находят внутренние усилия (X_3, X_{31}) и X_4 по уравнениям (11.3.2) для кососимметричной системы II при замене грузовых коэффициентов δ_{3P} и δ_{4P} на δ_{38} и δ_{48} , определяемые по нагружениям II и $X_8 = 1$ (рис. 11.3.5, д, 11.3.7), при перемножении эпюр крутящих моментов на среднем ригеле.

Сравнение эффективности оптимальных конструкций порталов кранов перспективного ряда завода ПТО им. С. М. Кирова показывает следующее. Для *монтажных кранов* грузоподъемностью $Q \leq 30$ т с высотой портала до 25 м целесообразно применять рамные двухстоечные порталы (минимум себестоимости), в остальных случаях — рамно-башенные. Для *грейферных кранов* при $Q \geq 16$ т целесообразно применять рамно-башенные порталы, при $Q \leq 10$ т — двухстоечные. Четырехстоечные порталы имеют наибольшую себестоимость; в то же время они имеют наибольшую вертикальную жесткость, что увеличивает расчетные опорные нагрузки, но уменьшает упругие перемещения точки подвеса груза в вертикальной плоскости в 1,3—1,5 раза по сравнению с рамно-башенными и двухстоечными порталами; время затухания колебаний уменьшается при этом на 30 % [25].

Оптимальные рамно-раскосные порталы монтажных кранов легче рамных двухстоечных и рамно-башенных при примерно одинаковой себестоимости. Упругие перемещения точки подвеса груза при рамно-раскосных и рамных четырехстоечных порталах примерно одинаковы [33].

III.9. Башни башенных и молотовидных кранов

Типы конструкций

Высота башни строительного крана определяется высотой подъема груза и типом стрелы. При *горизонтальной стреле* (рис. III.3.8, а) высота башни от площадки, где установлен кран, до шарнира стрелы $H_0 = H_{зд} + \Delta$, где $H_{зд}$ — высота здания; значение Δ учитывает безопасное расстояние по вертикали для перемещения груза над зданием, размер груза, длину подвески

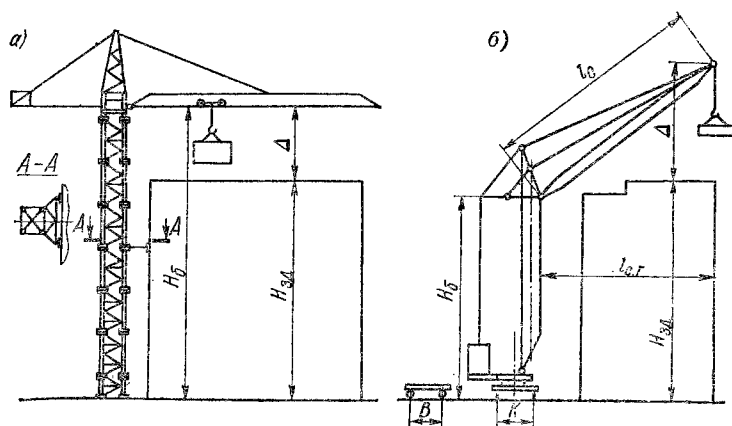


Рис. III.3.8. Башенные краны: а — приставной с балочной стрелой; б — передвижной с подъемной стрелой

и расстояние от крюка до стрелы; рекомендуется $\Delta \approx 8$ м [O.7]. При *подъемной стреле* (рис. III.3.8, б) высота башни может быть принята $H_0 = H_{зд} + \Delta - \sqrt{l_0^2 - l_{0,г}^2}$, где l_0 — длина стрелы; $l_{0,г}$ — ее горизонтальная проекция. Высота подъема $H \geq H_{зд} + 1,5$ м [O.7].

ГОСТ 13556—85 предусматривает в зависимости от грузового момента для кранов с балочной стрелой $H = 32 \div 63$ м (на наибольшем вылете) и $H_{\max} = 40 \div 80$ м (наибольшее значение высоты подъема); для кранов с подъемной стрелой $H = 50$ м и $H_{\max} = 80$ м (см. т. 2, п. IV.11). Осуществленные свободно стоящие краны имеют высоту подъема 6,6—96 м, приставные — до 150 м [19, 22]. Колея K крановых путей кранов по ГОСТ 13556—85 с грузовым моментом до 4000 кН·м и высотой до 80 м составляет 4,5; 6 или 7,5 м в зависимости от нагрузки со стороны колеса на рельс.

База крана $B = K$ при скорости передвижения крана $v \leq 30$ м/мин; $B = (1,1 \div 1,3) K$ при $v > 30$ м/мин [O.7]. В связи с ростом этажности зданий потребуются свободно стоящие краны с высотой подъема $H = 80 \div 100$ м [6]. За рубежом известны свободно стоящие краны с $H = 140$ м [6] и более [O.7]. Разработан параметрический ряд базовых моделей кранов модульной системы (МС) с высотой подъема 32—63 м [23].

Типы конструкций башен строительных кранов (рис. III.3.8, III.3.9) различаются по многим признакам. По способу установки крана на строительной площадке башни могут быть *стационарными (приставными)* (см. рис. III.3.8, а); *передвижными*, опирающимися на ходовую раму (четырехопорную — рис. III.3.9, а, б, д, е, и — или трехопорную) или на портал (рис. III.3.9, в, г); *самоподъемными*, опирающимися на строящееся здание.

Приставные краны до определенной высоты здания являются свободно стоящими (иногда передвижными), а в приставном исполнении фиксируются приспособлениями, прикрепляемыми к каркасу здания (см. рис. III.3.8, а). К опорной раме 2 передвижного крана присоединен опорно-поворотный круг 3 поворотной башни (рис. III.3.10) или неповоротная башня 5; рамы могут иметь откидные флюгеры 1 для удобства транспортировки. Расчет рамы по рис. III.3.10, а методом конечных элементов приведен в работе [15].

Порталы по рис. III.3.9, г работают аналогично порталам порталных кранов на колонне (см. п. III.8).

В самоподъемных кранах (рис. III.3.11) башня 3 опирается на здание через платформу 1. Башню поднимают с помощью лебедки 2, канат которой запасован в полиспаст большой кратности. Нижняя обойма полиспаста установлена на платформе 1, верхняя — на обойме 4, которая предварительно поднимается грузовой лебедкой 5 на нужный уровень и опирается на здание через откидные упоры [O.14, O.47].

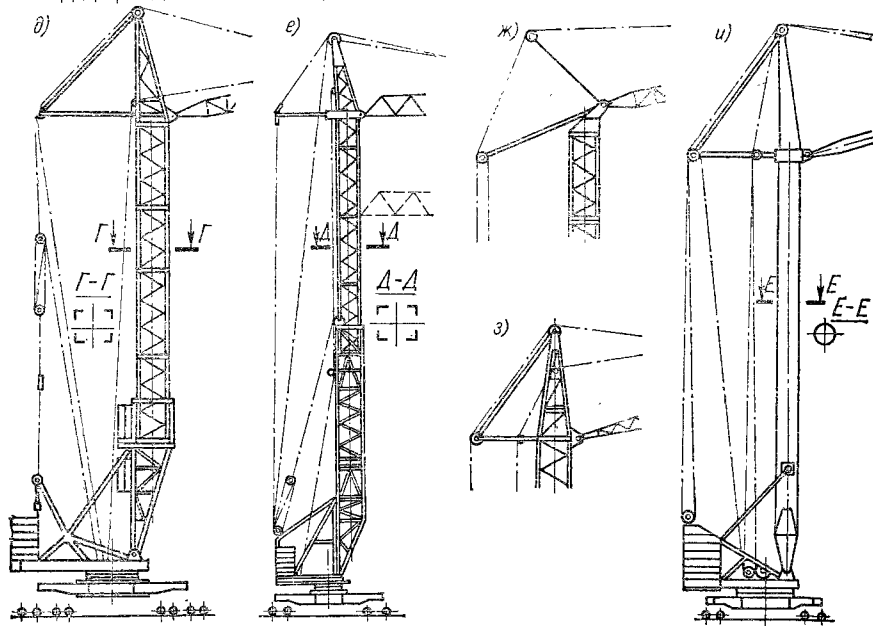
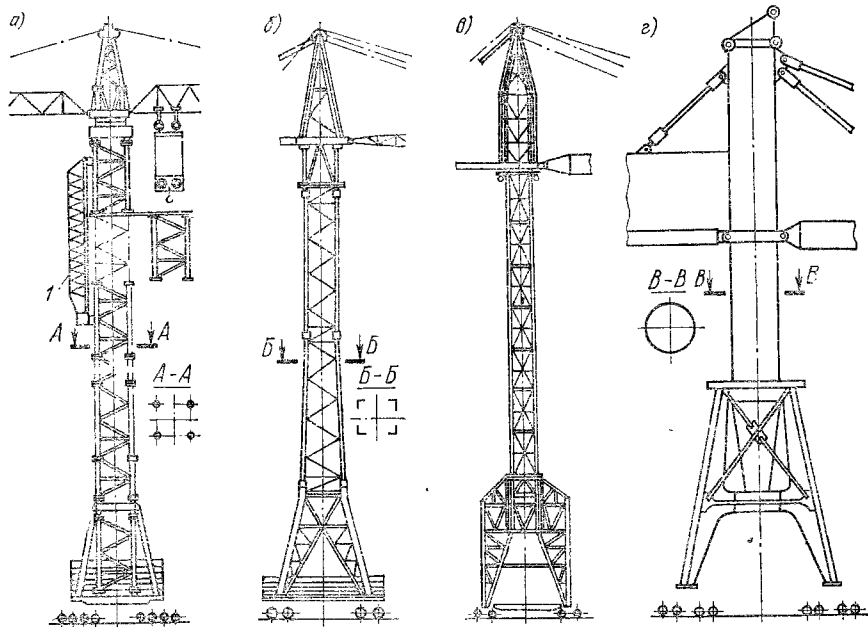


Рис. III.3.9. Башни строительных башенных кранов: а — КБ-674; б — БКСМ-5-5А; в — БК-406А; г — БК-1000; д — КБ-405-1; е — МСК-250; ж — СКГ-63Д с башенно-стреловым оборудованием [19]; з — КБ-100.0; и — КБ-100.1

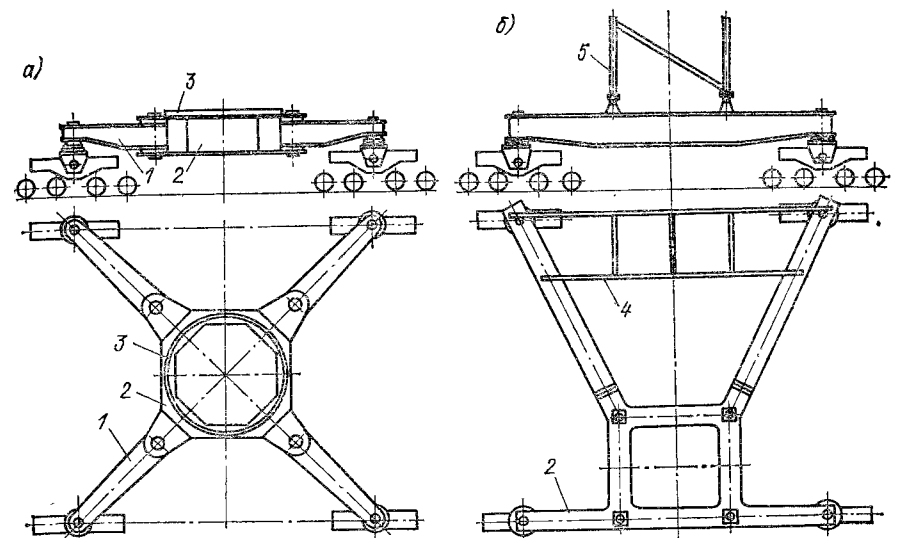


Рис. III.3.10. Опорные рамы передвижных кранов: а — с поворотной башней; б — с неповоротной башней; 1 — флюгер; 2 — рама; 3 — опорно-поворотный круг; 4 — площадка для противовеса; 5 — башня

В зависимости от способа поворота стрелы известны *неповоротные* и *поворотные* башни. Неповоротные башни жестко соединены с опорной рамой (см. рис. III.3.9, а, б) или порталом (см. рис. III.3.9, в), поворотная стрела опирается на башню через опорно-поворотный круг (рис. III.3.9, а) или связана с колоколом, опертым на оголовок башни через пяту и горизон-

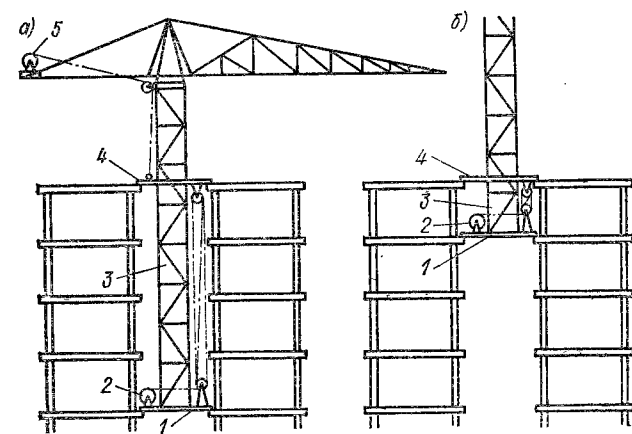


Рис. III.3.11. Схемы самоподъема башенного крана: а — исходное положение до самоподъема; б — конечное положение после самоподъема [0.14]

тальные катки (рис. III.3.9, б, в). Поворотная башня опирается на опорную раму (через опорно-поворотный круг — рис. III.3.9, д, е, и) или на портал (через горизонтальные катки и пяту — рис. III.3.9, г или через опорно-поворотный круг); стрела соединена к башне и вращается вместе с ней.

По способу изменения высоты различают башни с *постоянной* (рис. III.3.9, г, и) и *переменной* высотой. Последние разделяют на подращиваемые снизу (рис. III.3.9, в, д), наращиваемые сверху (с помощью монтажной стойки I и грузовой тележки крана — рис. III.3.9, а), телескопические (рис. III.3.9, е), складывающиеся (состоящие из шарнирно соединенных секций).

По способу приложения нагрузки к башне известны краны с *нижним* (рис. III.3.9, а, б, д, е, и) и *верхним* (рис. III.3.9, в, г) *противовесом*. При верхнем противовесе радиус обметания поворотной части равен 0,4—0,5 вылета, при нижнем — 0,15—0,25 вылета [0.7], что требует увеличения массы противовеса, но упрощает его установку. Поворотные башни могут быть не разгружены и разгружены от изгиба (см. ниже); они могут иметь вертикальный оголовок (рис. III.3.9, з), оголовок, отклоненный назад (рис. III.3.9, д, е, и), заднюю распорку (рис. III.3.9, ж).

По способу образования башни из элементов существуют *решетчатые* (четырёхгранные — рис. III.3.9, а—в, д, е и трёхгранные) и *трубчатые* (рис. III.3.9, г, и) башни. Решетчатые башни изготовляют из уголков или труб; они могут иметь переменное или постоянное сечение. Схемы решеток башен приведены на рис. III.3.12. Чаще применяют решетки по рис. III.3.12, б, г, реже — по рис. III.3.12, в, д, а для легких кранов — по рис. III.3.12, а. Пояса не должны получать дополнительных усилий от кручения (рис. III.3.13). Предварительно напряженные башни, в поясах и раскосах которых создаются предварительные растягивающие напряжения, рассмотрены в работе [17], металлические конструкции зарубежных башенных кранов — в работах [24, 32].

На строительных кранах, серийно выпускаемых заводами Минстройдормаша, применяют в основном четырехгранные решетчатые

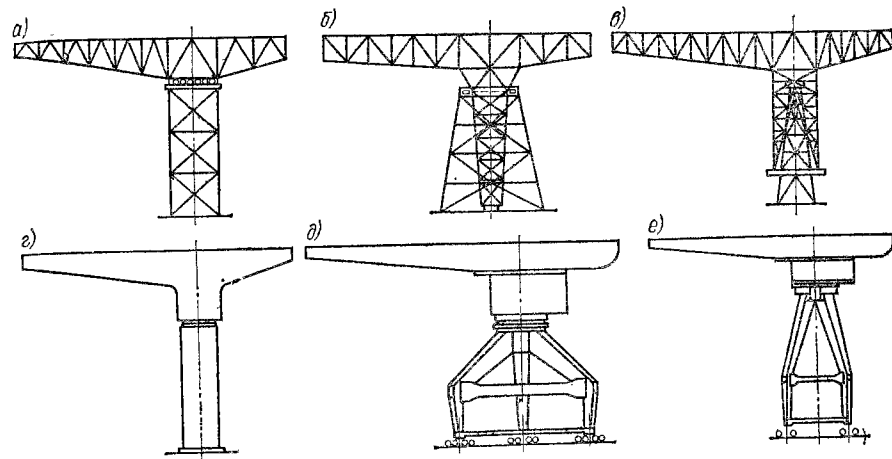


Рис. III.3.14. Схемы молотовидных кранов

башни из труб (см. рис. III.3.9, а) или уголков (см. рис. III.3.9, д, е) и трубчатые башни (см. рис. III.3.9, и) [19, 29].

Башни молотовидных кранов для достройки судов могут быть *неподвижными* (рис. III.3.14, а, г) и *поворотными* (рис. III.3.14, б, в). Они имеют решетчатую конструкцию четырех-, шести- или восьмиугольного сечения [0.47]. За рубежом осуществлены молотовидные краны с листовой башней круглого сечения (рис. III.3.14, з) и на передвижных порталах (рис. III.3.14, д, е), аналогичных порталам порталных кранов (см. п. III.8).

Расчет башен

Расчетные нагрузки на металлические конструкции строительных башенных кранов и их сочетания по ГОСТ 13994—81 даны в табл. III.3.4 и соответствуют методике расчета по предельным состояниям. В ГОСТ 13994—81 даны сочетания нагрузок для расчета на прочность и устойчивость конкретных элементов конструкций. Условия прочности и устойчивости крана и элементов металлических конструкций имеют вид:

$$nN^{\sigma} \leq m_2 N^P; nM^H \leq m_0 M^P \text{ или } n\sigma^H \leq m_0 R^P, \quad (\text{III.3.3})$$

где n — коэффициент перегрузки; N^H (M^H), σ^H — усилие (момент) и напряжение от нормативных составляющих нагрузок; $m_0 = m_1 m_2$ — коэффициент условий работы (см. ГОСТ 13994—81); N^P (M^P) — расчетная несущая способность по усилию (моменту); R^P — расчетное сопротивление (для металлоконструкций — по [0.61]).

Особенностью метода предельных состояний по ГОСТ 13994—81 является принятие единого коэффициента перегрузки n , относи-

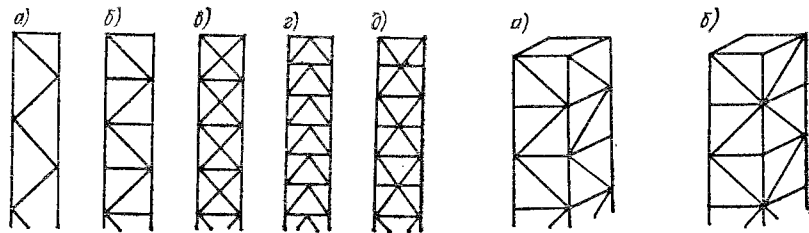


Рис. III.3.12. Схемы решеток башен

Рис. III.3.13. Схемы раскосов решетки в башне крана: а — пояса башни получают дополнительные усилия от кручения; б — пояса не получают дополнительных усилий

III.3.4. Нагрузки и их сочетания для расчета башенного крана и его элементов на однократное действие наибольших нагрузок (по ГОСТ 13994—81)

Нагрузка	Сочетание нагрузок							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Испытательная	H							
Вес крана	H	H	H	H	H	H	H	
» груза		H+C		H+C	H+C			H+C
От привода механизма								
Ветровая:								
в рабочем состоянии крана		H+C	H+C	H+C				
в нерабочем состоянии крана						H+C		
Динамическая:								
при подъеме и опускании груза		C						
при повороте		H+C						
» передвижении крана		C	C					

Примечания: 1. Принятые обозначения: H — учитывают только нормативную составляющую нагрузки, случайная составляющая несущественна; C — учитывают только случайную составляющую нагрузки, нормативная составляющая несущественна (равна нулю); H + C — учитывают нормативную и случайную составляющие нагрузки. 2. Расчет устойчивости крана против опрокидывания производят по сочетаниям, установленным в разд. 3 ГОСТ 13994—81. 3. В сочетаниях 2—4, 6 учитывают наклон основания крана, совпадающий с направлением ветра; для расчета на прочность и устойчивость элементов металлических конструкций передвижных и самоподъемных кранов угол наклона основания $\gamma = 0,05/B + 0,004$ рад, где B — база (колеса) крана, м.

мого к суммарной нагрузке или суммарным напряжениям по сочетаниям нормативных нагрузок [0.7].

Нормативную составляющую веса крана G_k^n определяют по рабочим чертежам (см. также т. 2, п. IV.11). Относительная масса башенного крана $g_k = G_k^n / (PNg)$, где G_k^n/g — масса крана, т; g — ускорение свободного падения; P — производительность крана, т/ч; H — высота подъема груза (для кранов с наклоняемой стрелой — полусумма высот подъема на граничных вылетах), м. Для современных отечественных кранов $g_k = 0,042 \div 0,055$ в зависимости от типа крана [14]. Масса металлической конструкции крана составляет 55—60 % от массы крана для кранов с поворотной башней, 60—65 % для кранов с неповоротной башней, 70—80 % для кранов с телескопической или подрабатываемой снизу башней. Распределенная масса стрелы кранов грузоподъемностью 5—15 т составляет 0,2—0,4 т/м [0.17]. Нормативную составляющую веса груза G^n определяют исходя из грузоподъемности крана на данном вылете.

Нормативную составляющую ветровой нагрузки определяют как статическую составляющую по ГОСТ 1451—77 (см. п. I.7).

Нормативную составляющую горизонтальной динамической нагрузки при повороте $P_{пов}^n$, приложенную к грузу или любой части, расположенной на стреле или противовесной консоли, и действующую перпендикулярно к плоскости подвеса стрелы и консоли, находят по формуле, H

$$P_{пов}^n = M_{изб} u_0 L_i m_i / J_{\Sigma},$$

где $M_{изб}$ — избыточный момент на валу двигателя или тормоза механизма поворота, H·м; u_0 — передаточное число механизма поворота; L_i — расстояние от оси вращения до центра тяжести рассматриваемой части, м; m_i — масса рассматриваемой части, кг; J_{Σ} — суммарный момент инерции крана и груза относительно оси вращения, кг·м².

Среднеквадратическое отклонение случайной составляющей веса груза S_G находят по формуле $S_G = n_3 G^n$. Значения n_3 см. в ГОСТ 13994—81.

Среднеквадратическое отклонение ветровой нагрузки на кран определяют как динамическую составляющую ветровой нагрузки по ГОСТ 1451—77 (см. п. I.7). Коэффициент динамичности ξ (см. табл. I.2.18) принимают в зависимости от периода τ собственных колебаний, определяемого для стационарных, самоподъемных и приставных кранов по табл. III.3.5. Для свободно стоящих кранов

$$\xi = 3 \sqrt{(G_k^n h_k + G^n h_G) / J_{к.р}},$$

где h_k, h_G — высота центра тяжести крана и точки подвеса груза над плоскостью опорного контура крана, м; $J_{к.р}$ — момент

III.3.5. Период собственных колебаний τ (с) для стационарных, самоподъемных и приставных башенных кранов (по ГОСТ 13994—81)

Наибольший вылет, м	$H_б, м$											
	До 20				21—40				41—60		61—80	
	$Q, т$											
	1—5	6—10	11—20	21—30	1—5	6—10	11—20	21—30	1—10	1—10		
10	1,50	1,60	1,70	1,90	1,70	1,90	2,20	2,50	2,70	2,90		
20	1,60	1,70	1,90	2,20	1,90	2,20	2,50	2,70	2,90	3,10		
30	1,70	1,90	2,20	2,50	2,20	2,50	2,70	2,90	3,10	3,40		
40	1,90	2,20	2,50	2,70	2,50	2,70	2,90	3,10	3,40	3,70		
50	2,20	2,50	2,70	2,90	2,70	2,90	3,10	3,40	3,70	4,00		
60	2,50	2,70	2,90	3,10	2,90	3,10	3,40	3,70	4,00	4,50		

Примечания: 1. Для крана без груза период колебаний τ допускается принимать равным 2/3 от периода колебаний крана с грузом. 2. Принятые обозначения: $H_б$ — высота расположения опорного шарнира стрелы над плоскостью фундамента или верхней горизонтальной связью; Q — грузоподъемность при наибольшем вылете.

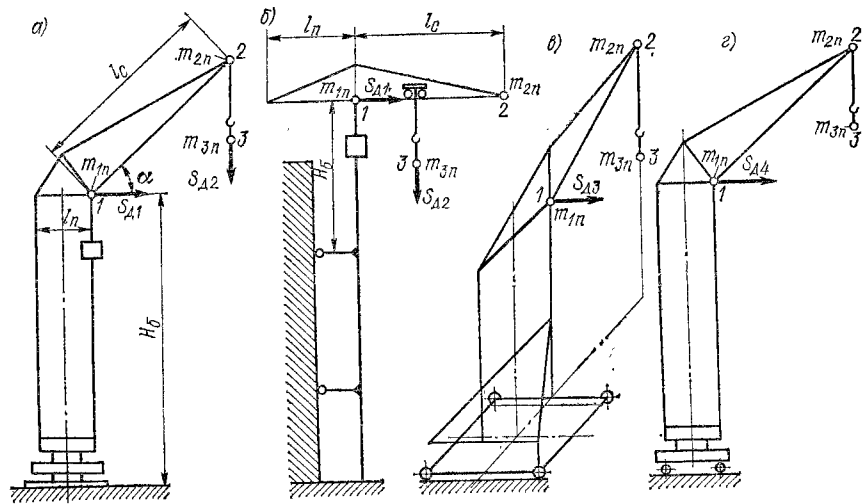


Рис. III.3.15. Схемы к определению динамических нагрузок башенного крана

инерции крана относительно ребра опрокидывания, т·м²; G_k^H , G^n — в кН.

Среднеквадратическое отклонение ветровой нагрузки на груз принимают равным 0,1 нормативной ветровой нагрузки на груз.

Среднеквадратические отклонения случайных составляющих динамических нагрузок $S_{д1}$ и $S_{д2}$ (рис. III.3.15, а, б) при работе механизма подъема, $S_{д3}$ (рис. III.3.15, в) при работе механизма поворота и $S_{д4}$ (рис. III.3.15, г) при работе механизма передвижения должны приниматься не менее чем $a_1(m_{1п} + m_{2п})$ для $S_{д1}$, $S_{д3}$ или $S_{д4}$ и $a_2 m_{3п}$ для $S_{д2}$, где $a_1 = 0,1$ м/с²; $a_2 = 0,5$ м/с²; $m_{1п}$, $m_{2п}$, $m_{3п}$ — массы частей крана и груза, кг, приведенные соответственно к точкам 1, 2 и 3 конструкции, определяемые по формулам вида

$$m_{iп} = \sum_j m_j \alpha_j \quad (i = 1, 2, 3).$$

Здесь m_j — масса частей крана или груза, сосредоточенная в точке j , кг; α_j — коэффициент приведения массы m_j к точке i (табл. III.3.6).

Судостроительные башенные и молотовидные краны рассчитывают методом допускаемых напряжений. Их нагрузки соответствуют кранам общего назначения.

Эксплуатационные нагрузки строительных башенных кранов, включенных в регулярный технологический процесс, являются нормальными стационарными величинами [0.7]. Методика исследования эксплуатационных нагрузок башенных кранов приведена в работах [0.7, 8]. Гистограммы распределения масс грузов, поднимаемых строительными

III.3.6. Коэффициент приведения массы α_j (по ГОСТ 13994—81)

Точка приведения	Часть крана	α_j
Опорный шарнир стрелы (точка 1 на рис. III.3.15)	Башня	$J_б / (H_б^2 m_б)$
	Сосредоточенные массы, расположенные на башне (кабина, механизмы и т. п.)	$H_б^2 / H_б^2$
	Стрела, противовесная консоль (распорка) и части, расположенные на них	$1 - \frac{J_с + J_{пр}}{(m_с + m_{пр}) l_с^2}$
Головка стрелы (точка 2 на рис. III.3.15)	Стрела, противовесная консоль и части, расположенные на них	$\frac{J_с + J_{пр}}{(m_с + m_{пр}) l_с^2}$

Примечание. Принятые обозначения: $J_б$ — момент инерции башни, кг·м², относительно оси, перпендикулярной к плоскости подвеса и проходящей через точку пересечения оси башни с плоскостью опорного контура крана для свободно стоящих кранов или с плоскостью верхней опоры крепления к зданию для приставных кранов (рис. III.3.15, а, б); $m_б$ — масса башни, кг; $H_б$ — высота расположения опорного шарнира стрелы над плоскостью опорного контура крана для свободно стоящих кранов или над плоскостью верхней опоры крепления к зданию для приставных кранов, опирающихся на здание (рис. III.3.15, а, б), м; $J_с$ — момент инерции стрелы и частей, расположенных на ней, относительно оси, перпендикулярной к плоскости подвеса стрелы и проходящей через шарнир стрелы, перпендикулярной к плоскости подвеса и проходящей через шарнир стрелы, перпендикулярной к плоскости подвеса и проходящей через опорный шарнир консоли, кг·м²; $J_{пр}$ — момент инерции противовесной консоли и частей, расположенных на ней, относительно оси, перпендикулярной к плоскости подвеса и проходящей через опорный шарнир консоли, кг·м²; $m_с$ — масса стрелы, кг; $m_{пр}$ — масса противовесной консоли и других частей, расположенной на башне, над плоскостью рассматриваемой сосредоточенной массы, расположенной на башне, над плоскостью опорного контура крана для свободно стоящих кранов или над плоскостью верхней опоры крепления к зданию для приставных кранов (рис. III.3.15, а, б), м; $l_с$ — длина стрелы, м.

кранами, даны в работах [0.7, 0.21] (см. рис. 1.2.2, в). При работе строительных кранов крайние вылеты используют весьма редко. При подъемной стреле грузы весьма редко перемещают механизмом изменения вылета [0.7]. При разнообразии взаимного расположения крана и мест взятия груза распределение углов поворота крана можно принимать равномерным (по закону равной вероятности).

Расчет на сопротивление усталости металлической конструкции ведут согласно ГОСТ 13994—81.

Разгрузка башен от изгиба производится для уменьшения напряжений в башне, амплитуд и ускорений при ее упругих колебаниях. Полная разгрузка башни от изгиба на всех вылетах достигается, если хвостовик качающейся стрелы очерчен по окружности, центр которой совпадает с шарниром стрелы (рис. III.3.16, а), но стрела полностью воспринимает изгибающий момент. Разгрузка башни от изгиба на двух вылетах (например,

наибольшем и наименьшем) при ограниченном радиусе обметания крана достигается за счет воздействия механизма изменения вылета на стреловой расчалке через полиспаст. Усилые S_p (рис. III.3.16, б—д) в стреловом расчале на каждом из двух вылетов R , нужное для разгрузки башни от изгиба, определяют по формуле [Ю.71]

$$S_p = \frac{(G + 0,5G_c)(R - r_1) + 0,5G_c r_3 - Gar_2/m_1 - \sum Gr + M_0}{r_0 m_2}, \quad (\text{III.3.4})$$

где G — вес груза с грузозахватом на вылете R ; G_c — вес стрелы; r_1 — расстояние от оси вращения крана до оси башни; r_2 — расстояние от подъемного каната, сходящего с барабана механизма подъема (если он идет вертикально), до оси башни; r_3 — расстояние от оси башни до оси качания стрелы; m_1 — число ветвей грузового каната над стрелой; a — число ветвей грузового каната над стреловой полиспастом; r_0 — расстояние от оси башни до линии действия равнодействующей усилий, приложенных к распорке 1 (рис. III.3.16, б, в, д) от канатов системы изменения вылета; $\sum Gr$ — момент, действующий на башню в сторону противовеса от веса распорки, кабины и других узлов крана; m_2 — для схемы по рис. III.3.16, б кратность полиспаста, образуемого стреловым расчалом под распоркой; для схемы по рис. III.3.16, в $m_2 = 2 - 1/m$, где m — кратность стрелового полиспаста; для схемы по рис. III.3.16, г $m_2 = (2 - 1/m) l_1/l_2$; для схемы по рис. III.3.16, д $m_2 = (m + \lambda)/m$, где m — кратность стрелового полиспаста; λ — число ветвей так называемого холостого полиспаста между неподвижными блоками на распорке и на нижней обойме; M_0 — так называемый обратный момент, создающий изгиб башни в сторону противовеса для уменьшения упругого перемещения оголовка башни в сторону груза и снижения горизонтальных ускорений оголовка при колебаниях.

Значение M_0 (Н·м) принимают по формуле [Ю.71]

$$M_0 = 2EJG(\gamma H_0 R - f)/H_0^2,$$

где E — модуль нормальной упругости, Па; J — момент инерции сечения башни, м⁴; H_0 — высота башни, м; γ — угол наклона основания крана от приложения к крану единичного момента, рад/(Н·м); f — упругое горизонтальное перемещение оголовка башни от единичного груза, м/Н.

При предварительных расчетах можно принимать $f = 0$; $\gamma = (0,15 + 5/B^2)$ рад/(Н·м), где B — база крана, м [Ю.71].

Плечо r (рис. III.3.16, б) в стреловом расчале на каждом из двух вылетов R относительно оси качания стрелы определяют по формуле [Ю.71]

$$r = (G + 0,5G_c)(R - r_1 - r_3)/[S_p + Gar_1/(r m_1)],$$

где r_1 — плечо усилия в грузовых канатах; можно принять (рис. III.3.16, б) $r_1/r \approx c_r/c$ на всех вылетах.

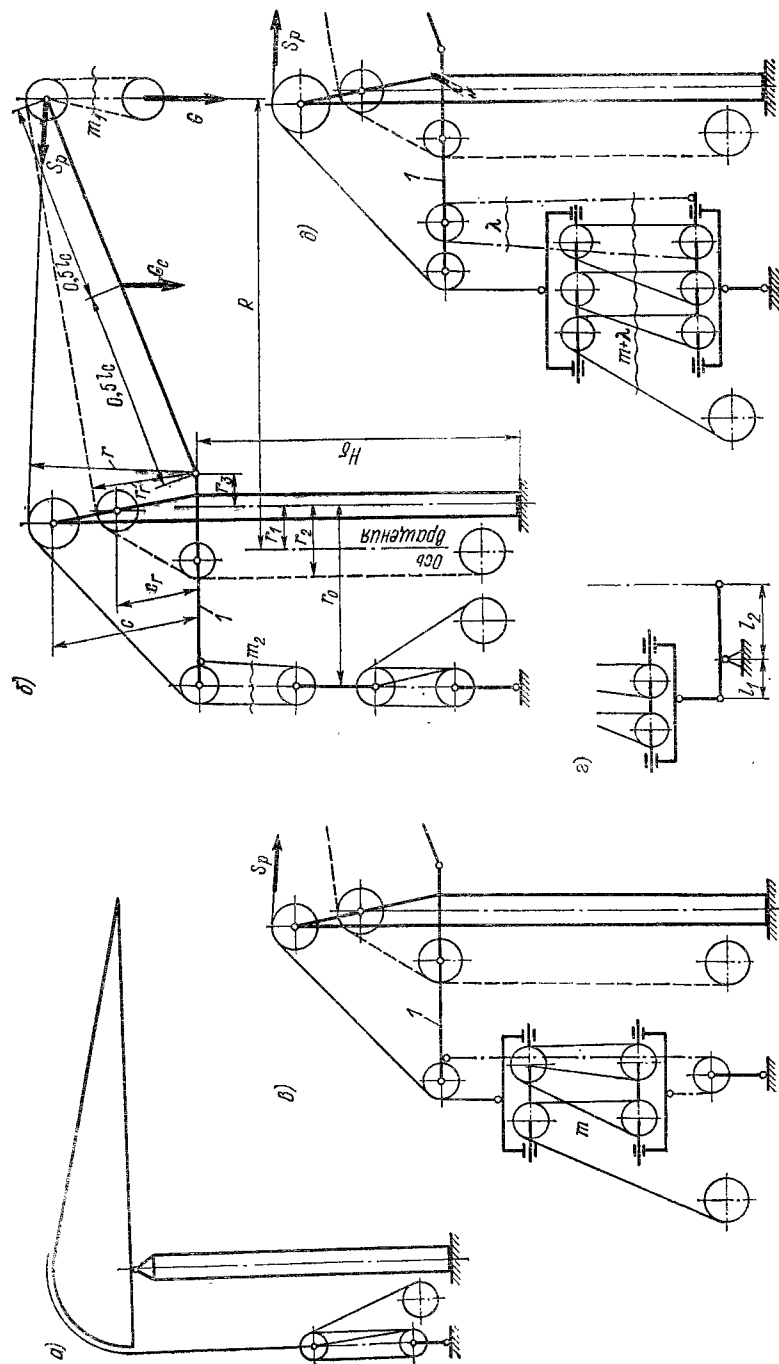


Рис. III.3.16. Схемы разгрузки поворотных башен от изгиба

По найденным двум значениям r определяют координаты оголовка башни. Аналогично для кранов с поворотной башней и горизонтальной балочной стрелой определяют направление стрелового расчала, а при подъемной балочной стреле — и координаты оголовка [21].

Расчет на прочность опорных рам, порталов и оголовков башен ведут по недеформированной схеме. Расчет на прочность стрел (см. п. III.12) и башен следует проводить деформационным методом с учетом начальных несовершенств (см. п. III.3). Согласно приложению 4 к ГОСТ 13994—81, башни рассматривают как консольные стержни. Для башен свободно стоящих кранов и консольных частей башен приставных кранов при изгибе из плоскости подвеса стрелы учитывают деформационные моменты первого и второго порядков — см. формулу (III.1.59). При деформации в плоскости подвеса стрелы для башен и из плоскости подвеса стрелы для частей башен приставных кранов, расположенных ниже верхнего крепления к зданию, деформационный момент принимают $1,2\Delta M$, где ΔM — момент первого порядка, создаваемый продольными силами за счет деформаций, вычисленных без учета продольных сил. Определение ординат упругих линий башен дано в работах [O.7, 12].

Башни рассчитывают на действие сжимающей силы P , изгибающего момента M и крутящего момента $M_{кр}$. Наибольшее расчетное усилие в поясе башни квадратного сечения при расположении стрелы в диагональной плоскости башни $N = P/4 + M/(1,4a)$, где a — расстояние между центрами тяжести поясов по грани башни. Решетка граней башни воспринимает поперечные силы $Q = M_{кр}/(2a)$ и усилия от ветровой нагрузки на башню. Сжатые пояса надо проверять на устойчивость на длине панели [O.58].

Оптимальное проектирование башен

Вопросы оптимального проектирования башен строительных кранов рассмотрены в работах [O.7, 13, 14, 16, 18, 37]. Оптимальная гибкость поясов башен не превышает 70 независимо от марки стали. При оптимизации по массе или стоимости оптимальные значения параметров башни практически совпадают. Изменение ширины на 100—200 мм по сравнению с оптимальной приводит к завышению массы и стоимости не более чем на 1%. Оптимальная ширина трубчатых и уголкового башен одинакова и зависит от грузового момента, высоты башни, класса стали и типа решетки. Для треугольных решеток с совмещенными или несовмещенными в смежных гранях узлами (рис. III.3.13) оптимальная ширина на 10—20% меньше, чем для ромбических решеток. Для тяжелых кранов оптимальная ширина башни превышает габарит перевозки по железной дороге; уменьшение ширины до габаритных размеров вызывает увеличение массы башни до 20%, поэтому могут быть экономически оправданы башни с раздельными панелями.

Для высоких кранов ($H_6 > 40$ м) с малыми грузовыми моментами ($GR \leq 1000$ кН·м) расчетным может быть нерабочее состояние.

Четырех- и трехгранные башни с ромбическими решетками легче и дешевле башен с треугольными решетками; трубчатые башни на 11—43% легче уголкового; преимущество трубчатых башен в стоимости растет с увеличением H_6 и GR . Башни переменного сечения на 5—39% легче башен постоянного сечения. При ромбической решетке оптимальные трехгранные башни легче четырехгранных, но оптимальная ширина трехгранных башен резко увеличивается (до 6 м), поэтому трехгранные башни могут быть целесообразны только при перевозке отдельными панелями.

Применение низколегированной стали для элементов решетки башен не уменьшает их массы, поэтому бистальные конструкции с поясами из низколегированной стали и решеткой из малоуглеродистой дешевле, т. е. предпочтительнее.

III.10. Металлические конструкции кабельных кранов

Схемы опорных конструкций кабельных кранов даны на рис. III.3.17 (см. также т. 2, п. IV.8). *Неподвижные башни* установлены на бетонных фундаментах. *Подвижные башни* представляют собой пространственные конструкции, перемещающиеся по рельсовым круговым (у радиальных кранов) или прямолинейным путям. *Мачты на расчалках* прикреплены канатными оттяжками к массивным фундаментам. *Отклоняющиеся мачты*

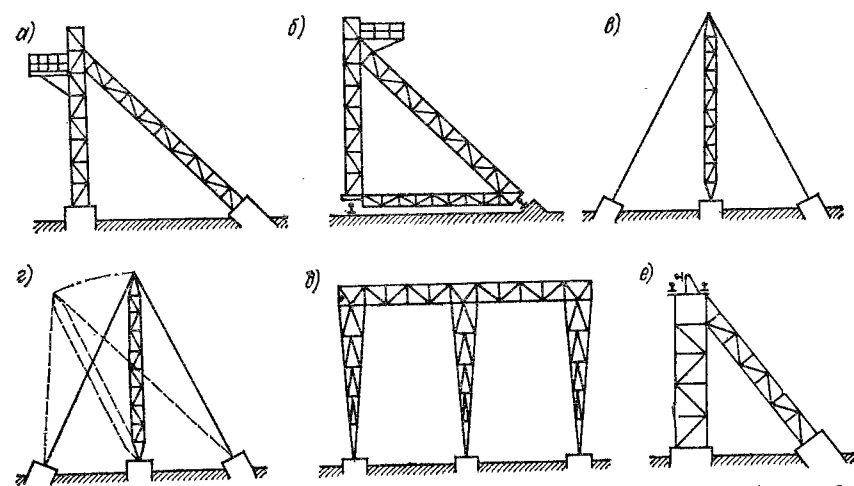


Рис. III.3.17. Схемы башен и опор кабельных кранов: а — неподвижная башня; б — подвижная башня; в — мачта на расчалках; г — отклоняющаяся мачта; д — порталый опора; е — опора подкрановой эстакады

III.3.7. Расчетные нагрузки и их сочетания для расчета металлических конструкций кабельных кранов (по данным РТМ 24.090.34—85)

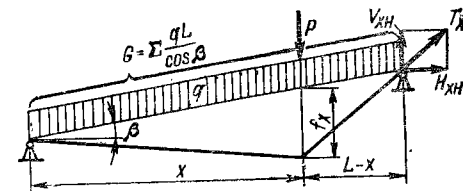
Нагрузка	Сочетание нагрузок			
	1	2	3	4
Вес канатов, механизмов и конструкций опор	+	+	+	—
Номинальный вес груза и грузозахвата	+	+	—	—
Натяжение канатов:				
статическое	+	—	—	—
динамическое	—	+	—	—
монтажное	—	—	+	—
Составляющая натяжений канатов при забегании опор (для параллельных кранов)	+	+	+	—
Ветровая:				
рабочего состояния	+	+	—	+
нерабочего состояния	—	—	+	—
Снеговая	+	+	+	—
От обледенения канатов	—	—	+	—
От обледенения опор	—	+	+	—
От буксования приводных колес ходовой тележки	—	+	—	—
При монтаже и транспортировке стальных конструкций	—	—	—	+

Примечания: 1. При сочетании 1 расчет ведется на прочность от наибольших нагрузок и на сопротивление усталости от эквивалентных нагрузок, при остальных — на прочность от наибольших нагрузок. 2. В сочетании 3 из нагрузок от обледенения канатов и опор, снеговой и ветровой учитывают наибольшую.

могут быть отклонены от вертикали в боковой плоскости за счет изменения длины оттяжек. Мачты выполняют из труб или решетчатыми с решетками по типу приведенных на рис. III.3.12, а—в при расположении в соседних плоскостях по рис. III.3.13, б. Портальные опоры применяют для эллинговых кранов, имеющих несколько параллельных несущих канатов. На опорах подкрановых эстакад устанавливают основания крановых путей для перемещения по ним тележек, к которым крепят несущие канаты; несущие балки для этих путей целесообразно выполнять коробчатыми. Схемы качающихся (в плоскости подвеса канатов) башен приведены в работах [О.25, О.58]. Качающиеся башни в последнее время не применяются и РТМ 24.090.34—85 не предусмотрены.

Несущие канаты кабельных кранов применяют закрытой конструкции по ГОСТ 7675—73*, ГОСТ 7676—73*, ГОСТ 18901—73*, ГОСТ 18902—73*, ГОСТ 10505—76*. На кабельных кранах для временных монтажных работ могут применяться несущие канаты по ГОСТ 3067—74*, ГОСТ 3068—74*, ГОСТ 3088—80. Для оттяжек мачт следует применять канаты без органического сердечника, преимущественно оцинкованные по ГОСТ 3063—80—ГОСТ 3066—80, закрытые по ГОСТ 3090—73*,

Рис. III.3.18. Схема провеса несущего каната под действием собственного веса и груза



ГОСТ 18900—73, а также по всем стандартам, перечисленным выше для несущих канатов.

Согласно РТМ 24.090.34—85, высота опоры принимается такой, чтобы обеспечить проход груза над сооружениями, находящимися на обслуживаемой площади, и штабелями грузов.

Расчет и устройство металлических конструкций кабельных кранов регламентированы РТМ 24.090.34—85.

Сочетания нагрузок принимают по табл. III.3.7. Масса металлической конструкции подвижной двухпутной башни при высоте $h = 15 \div 45$ м и натяжении всех канатов 500—1500 кН обычно равна $(1,0 \div 2,0) h$, т. Масса неподвижных опор радиальных кранов при тех же условиях больше. Масса мачты на оттяжках 0,1—0,2 т/м [О.58].

При определении натяжений канатов для расчета опор принимают положение грузовой тележки, при котором натяжение несущего каната наибольшее (для крана с двумя закрепленными концами каната — в середине пролета). Составляющая натяжений канатов при забегании башни $H_x \approx \sum H \operatorname{tg} \delta$, где δ — угол забегания башни, воспринимается ее наклонной фермой. Согласно РТМ 24.090.34—85, наибольший допустимый перекося $\delta = 0,02$ рад.

Провес несущего каната от распределенного веса канатов и поддержек G и веса тележки с грузом P (см. т. 2, п. IV.8), находящейся на расстоянии x от башни [О.25, О.49],

$$f_x = x(L-x)(P+0,5G)/(LH_x);$$

$$f_{\max} = L(P+0,5G)/(4H_c) \quad \text{при } x = 0,5L.$$

При некачающихся башнях (рис. III.3.18) горизонтальную составляющую натяжения несущего и рабочих канатов H_x (в Н) находят из уравнения

$$H_x^3 + H_x^2 \left\{ \frac{E_k F}{8H_c^2} [P(P+G) + G^2/3] - H_c \pm \epsilon \Delta t E_k F \right\} =$$

$$= \frac{E_k F}{8} \left[\frac{4x(L-x)}{L^2} P(P+G) + G^2/3 \right],$$

где $H_c = L(P+0,5G)/(4f)$ — горизонтальная составляющая суммарного натяжения несущего и подвешенных к нему рабочих канатов при $x = 0,5L$, Н; $E_k = 1,6 \cdot 10^5$ МПа — модуль упругости каната; F — площадь сечения несущего каната, м²; $\epsilon = 125 \times 10^{-7}$ 1/°С — коэффициент линейного расширения; Δt — колебание температуры, °С (знак «плюс» — при повышении темпера-

III.3.8. Коэффициенты перегрузки n_i для расчета металлических конструкций кабельных кранов по предельным состояниям (по данным РТМ 24.090.34—85)

Нагрузка	n_i
Вес конструкций и оборудования	1,1
Натяжение несущих канатов	1,2
» рабочих канатов	1,4
» канатов для поддержки кабелей	1,2
» канатов оттяжек	1,2
Нагрузка от забегания опоры	1,2
» на обслуживающие площадки	1,4
Ветровая нагрузка рабочего и нерабочего состояний	1,2
Нагрузка от температурных воздействий на внешне статически неопределимые конструкции	1,2

туры по сравнению с монтажной, «минус» — при понижении температуры).

Горизонтальная составляющая натяжения несущего каната $H_{хн} = H_x - \sum t_p$, где $\sum t_p$ — суммарное натяжение канатов, подвешенных на подпорках. Вертикальная составляющая натяжения несущего каната в точке закрепления его на башне

$$V_{хн} = 0,5G + P(1 - x/L) \pm H_{хн} \operatorname{tg} \alpha.$$

Тогда натяжение несущего каната

$$T_x = \sqrt{H_{хн}^2 + V_{хн}^2}.$$

Подробнее определение статических натяжений канатов описано в РТМ 24.090.34—85. Приближенные формулы для определения натяжения несущего каната и их анализ см. в [36]. Монтажное натяжение несущих канатов целесообразно принимать равным 0,3—0,9 максимального натяжения (при грузе в середине пролета).

Согласно РТМ 24.090.34—85, несущий канат выбирают из условия ограничения провеса под грузом $f_{\max}/L = 0,03 \div 0,08$ и рассчитывают на растяжение по статическому усилию с запасом прочности 3,0. Оттяжки рассчитывают с запасом прочности 3,0 на растяжение от действия усилий в несущих, тяговых и подъемных канатах и давления ветра. Оттяжкам задают предварительное монтажное натяжение до 30—50 кН. Для высоких мачт предварительное натяжение рационально выбирать так, чтобы при любом направлении сил в оттяжках продолжало оставаться монтажное натяжение.

Динамические натяжения канатов кабельных кранов рассмотрены в РТМ 24.090.34—85, [10, 11]. При учете динамических нагрузок запас прочности несущего каната должен быть не менее 2,5. Ветровые и снеговые нагрузки и нагрузки от обледенения см. в п. I.7.

Металлические конструкции кабельных кранов рассчитывают по методу допускаемых напряжений или предельных состояний. В последнем случае значения нормативных нагрузок принимают с коэффициентами перегрузки по табл. III.3.8. Обязательному расчету на сопротивление усталости подлежат элементы, подверженные динамическим воздействиям натяжений канатов и вращающихся частей оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аграновский Ю. В., Гаранин И. П., Сидиков Ю. В. Режимы работы портовых кранов//Тр. ин-та/ЛИВТ. 1974. Вып. 149. С. 5—13.
2. Баранов Н. А. Сравнительный анализ существующих методов расчета давлений на колеса четырехопорных поворотных кранов на рельсовом ходу//Тр. ин-та/ЛПИ. 1965. № 254. С. 81—91.
3. Баранов Н. А. Исследование фланцевых болтовых соединений коробчатых крановых металлоконструкций//Машиностроение: Учен. записки аспирантов и соискателей/ЛПИ. Л., 1963. С. 78—82.
4. Баранов Н. А., Серлин Л. Г. Учет явлений усталости при проектировочном расчете крановых металлических конструкций//Тр. ин-та/ЛПИ. 1978. № 362. С. 21—29.
5. Белоого С. Л., Серлин Л. Г. Теоретическая оптимальная форма статически неопределимых крановых порталов и их элементов//Конструирование и эксплуатация подъемно-транспортных машин/Тул. политех. ин-т. Тула, 1985. С. 59—67.
6. Дутов В. И., Панкрашкин П. В., Невзоров Л. А. Перспективы развития отечественных башенных кранов//Строит. и дорож. машины. 1984. № 2. С. 2—3.
7. Звягинцев Н. В., Розовский Н. Я. Вероятностные характеристики процессов нагружений элементов металлических конструкций стреловых систем рейферных порталных кранов//Тр. ин-та/ЛИВТ. 1976. Вып. 155. С. 48—55.
8. Исследование эксплуатационных нагрузок башенных кранов/А. А. Иванов, А. А. Инденбаум, В. Б. Огнев, В. В. Шестаков//Строит. и дорож. машины. 1984. № 2. С. 16—17.
9. Ковин А. А., Мазовер И. С., Плавник Б. И. Перспективный ряд порталных кранов//Вестник машиностроения. 1974. № 3. С. 45—48.
10. Куйбида Г. Г. Динамика канатов кабельных кранов//Тр. ин-та/ВНИИПТмаш. 1971. № 4. С. 3—44.
11. Куйбида Г. Г. Исследование динамики канатов кабельного крана на строительстве Кировского водохранилища//Тр. ин-та/ВНИИПТмаш. 1975. № 4. С. 43—55.
12. Куйдич С. А. Расчет сжато-изогнутых стержней типа крановых стрел и колонн с учетом деформаций//Башенные краны: Тр. ин-та/ВНИИстройдормаш. М., 1966. С. 47—66.
13. Лифшиц В. Л. Оптимальное проектирование башен кранов с нижним противовесом//Тр. ин-та/ВНИИстройдормаш. 1974. Вып. 63. С. 15—22.
14. Лифшиц В. Л. Снижение металлоемкости башенных кранов: Обзор. информация/ЦНИИТЭИстроймаш. М., 1979. Сер. 12. Вып. 4. 38 с.
15. Лифшиц В. Л., Невзоров Л. А. Расчет опорных конструкций башенных кранов//Строит. и дорож. машины. 1976. № 9. С. 7—8.
16. Лифшиц В. Л., Невзоров Л. А., Смородинский И. М. Оптимальное проектирование крановых металлоконструкций: Обзор/ЦНИИТЭИстроймаш. М., 1974. Сер. 1, разд. 2. № 12—74—42. 54 с.
17. Лифшиц В. Л., Погодин В. М. Эффективность применения предварительно напряженных металлоконструкций в башенных кранах//Строит. и дорож. машины. 1979. № 9. С. 11—12.
18. Лифшиц В. Л., Смородинский И. М. Оптимальные параметры трехгранных крановых башен//Строит. и дорож. машины. 1976. № 7. С. 12—14.

19. Машины для монтажных работ и вертикального транспорта/В. И. Поляков, А. И. Альперович, М. Д. Полосин, А. Т. Чистяков; Под ред. С. П. Епифанова и др. М.: Стройиздат, 1981. 351 с.

20. Нгуен Ким Хань. Исследование оптимальных металлических конструкций рамных порталов порталных кранов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук/ЛПИ. Л., 1984. 16 с.

21. Невзоров Л. А., Тимошенко В. К. Разгрузка от изгиба поворотных башен кранов с балочной стрелой//Строит. и дорож. машины. 1980. № 6. С. 12—13.

22. Невзоров Л. А., Пазельский Г. Н., Романюха В. А. Справочник молодого машиниста башенных кранов. М.: Высш. шк., 1985. 192 с.

23. Невзоров Л. А., Лифшиц В. Л. Перспективы развития модульного принципа создания унифицированных башенных кранов/Строит. и дорож. машины. 1984. № 2. С. 4—6.

24. Невзоров Л. А., Смородинский И. М. Зарубежные башенные краны/ЦНИИТЭИСтроймаш. М., 1980. 52 с.

25. Недоводев В. Я., Серлин Л. Г. Сравнительный анализ технико-экономических показателей рамных и рамно-башенных порталных кранов на поворотной колонне//Грузоподъемные и погрузочные машины/Новочеркас. политехн. ин-т. Новочеркасск, 1985, с. 25—29.

26. Недоводев В. Я., Серлин Л. Г. Расчет двухстоечного портала крана на колонне как пространственной статически неопределимой системы//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров/ЛПИ. Л., 1980. С. 120—150. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаше. 28.05.80, № 577.

27. Недоводев В. Я., Серлин Л. Г. Особенности расчета четырехстоечного портала с крестообразным ригелем крана на колонне как пространственной статически неопределимой системы//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров/ЛПИ. Л., 1980. С. 89—119. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаше 28.05.80, № 576.

28. Новицкий В. И. Исследование эксплуатационных нагрузок на опоры порталов грейферных кранов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук/ЛИВТ. Л., 1973. 23 с.

29. Номенклатура башенных кранов, выпускаемых заводами Минстройдормаша//Строит. и дорож. машины. 1984. № 2. С. 17—18.

30. Плавник Б. И. Новые порталы порталных кранов//Подъемно-транспортное оборудование. Вып. 8. Экономия материальных и энергетических ресурсов в подъемно-транспортном машиностроении/ЦНИИТЭИтяжмаш. М., 1983. С. 1—2.

31. Плавник Б. И., Мазовер И. С. Современные конструкции порталных кранов за рубежом: Подъемно-транспортное оборудование/ЦНИИТЭИтяжмаш. М., 1979. Вып. 40. 50 с.

32. Раковский М., Лацко Ф. Краны MB 2043 и MB 1030//Чехословацкая тяжелая пром-сть. 1984. С. 17—23.

33. Савельев А. И. Экспериментально-теоретические исследования рамно-раскосных порталов порталных кранов на колонне//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров/ЛПИ. Л., 1985. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаше 24.06.85, № 1515тм-85Деп.

34. Савельев А. И., Серлин Л. Г. Особенности расчета рамно-раскосного портала крана на колонне/Дальневост. политехн. ин-т. Владивосток, 1982. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаше 27.05.82, № 932тм-Д82.

35. Серлин Л. Г. Классификация типов конструкций порталов порталных кранов//Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров/ЛПИ. Л., 1985. С. 76—90. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаше 24.06.85, № 1515тм-85Деп.

36. Смирнов В. Н. К определению провесов несущего каната кабельного крана//Тр. ин-та/ЛПИ. 1972. № 329. С. 83—86.

37. Смородинский И. М. Эффективность применения низколегированных сталей повышенной и высокой прочности в решетчатых металлоконструкциях башенных кранов//Тр. ин-та/ВНИИСтройдормаш. 1974. Вып. 63. С. 42—49.

38. Kurth F., Schulze W., Warken W. Hinweise zur statischen Berechnung von Portalstrukturen für Blocksäulen-Drehkrane//Wis. Z. der Techn. Hochschule Otto von Guericke. 1964. H. 1. S. 105—116.

39. Zichon G. Der Eckdruck vierbeiniger Kranportale auf ebener und unebener Bahn//Fördern und Heben. N 10. S. 707—714; N 11. S. 785—793.

III.11. Стреловые и уравнивающие устройства и колонны порталных и плавучих кранов

Свыше 80 % типов порталных кранов выпуска после 1965 г. имеют шарнирно-сочлененные стреловые устройства, состоящие из стрелы, оттяжки и хобота, обычно прямого (рис. III.4.1, а—г), или прямые стрелы с уравнительным полиспастом (рис. III.4.1, д, е) [32]; другие типы стреловых устройств — см. т. 2, разд. VI, гл. 5.

Для отечественных тяжелых плавучих кранов характерны прямые стрелы с уравнительным полиспастом (рис. III.4, ж), что упрощает укладку стрелы по-походному и обеспечивает меньшие наветренную площадь и массу [17]. В СССР выпускают перегрузочные плавучие краны [О.55, 45] по ГОСТ 5534—79 грузоподъемностью 5 т с шарнирно-сочлененным стреловым устройством с прямым хоботом, канатной оттяжкой и решетчатой стрелой, разгруженной от кручения благодаря шарниру стрела-хобот, допускающему свободный поворот хобота вокруг оси стрелы [О.58], и грузоподъемностью 16 т с коробчатой прямой стрелой и уравнительным полиспастом. На зарубежных плавучих кранах применяют прямые и шарнирно-сочлененные стрелы (см. т. 2, разд. IV, гл. 6).

Вес стреловых устройств уравнивают *уравнивающими устройствами* с качающимся противовесом и шарнирным четырехзвенником (рис. III.4.1, а, в—д) или шестизвенником (рис. III.4.1, б) либо подвесным противовесом, движущимся по вертикальному (рис. III.4.1, е), наклонным или криволинейным направляющим.

Колонны порталных кранов имеют балочную коробчатую конструкцию с вертикальной (рис. III.4.1, б, е) или наклонной (рис. III.4.1, а) осью. Нижняя часть колонны имеет пирамидальную форму (рис. III.4.1, а, е). Для кранов малой грузоподъемности иногда применяют решетчатые колонны (рис. III.4.1, д). В кранах на многокатковом однорядном круге несущие конструкции поворотной части имеют вид рамного (рис. III.4.1, в) или решетчатого [О.40, О.59] каркаса. На некоторых зарубежных кранах применяют стержневые каркасы; их элементы соединены физическими шарнирами и работают в основном на осевые силы (рис. III.4.1, г).

Конструкции стреловых устройств. Типы конструкций стрел порталных кранов даны на рис. III.4.2. Известны балочные, шпренгельные, безраскосные и решетчатые стрелы. Наиболее распространены *балочные коробчатые стрелы* (рис. III.4.2, а), имеющие высокое сопротивление усталости и

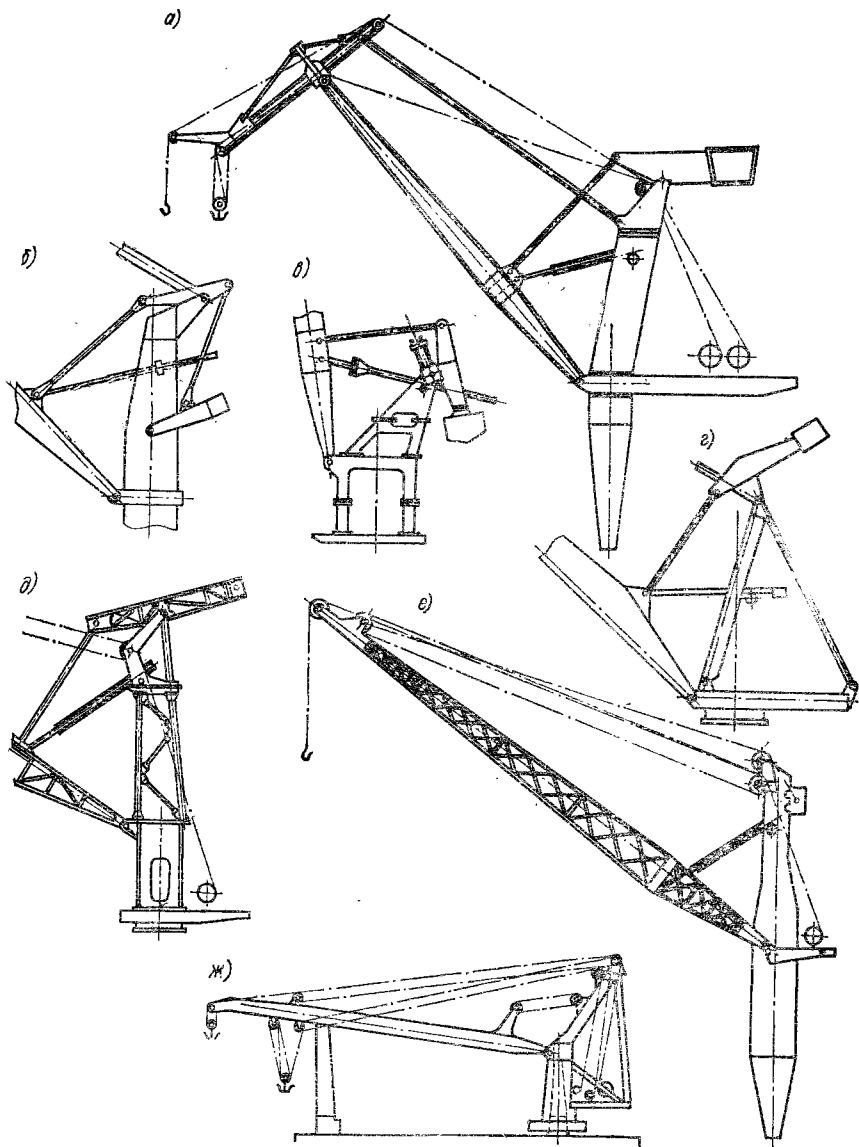


Рис. III.4.1. Стреловые устройства порталных (а—е) и плавучих (ж) кранов

технологические преимущества [0.21]. Поскольку стрелы наряду с изгибом испытывают интенсивное сжатие, рациональны балочные трубчатые стрелы (рис. III.4.2, б). Шпренгельные стрелы (рис. III.4.2, в, г) имеют развитую в горизонтальной плоскости балку и шпренгельную систему, которая частично разгружает от изгиба балку (см. штриховые линии на рис. III.4.2, в) или часть

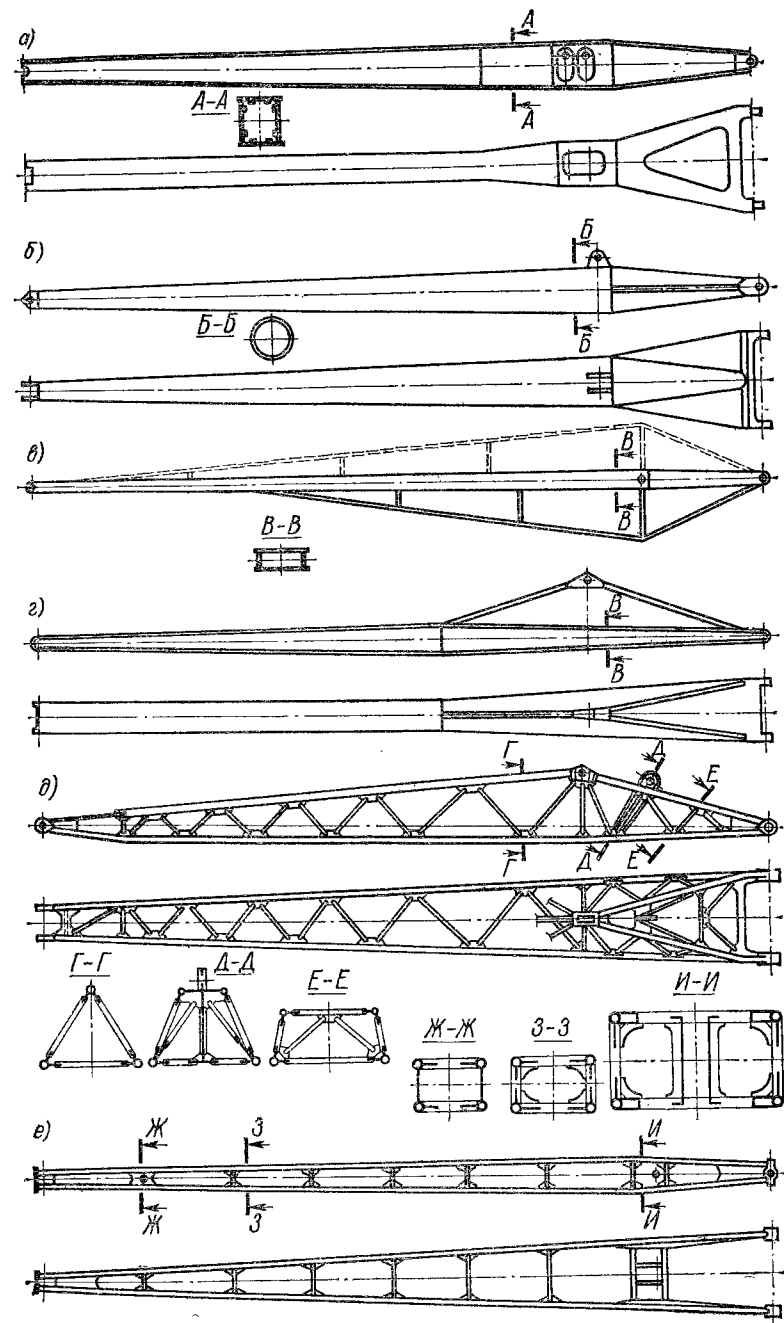


Рис. III.4.2. Стрелы порталных кранов

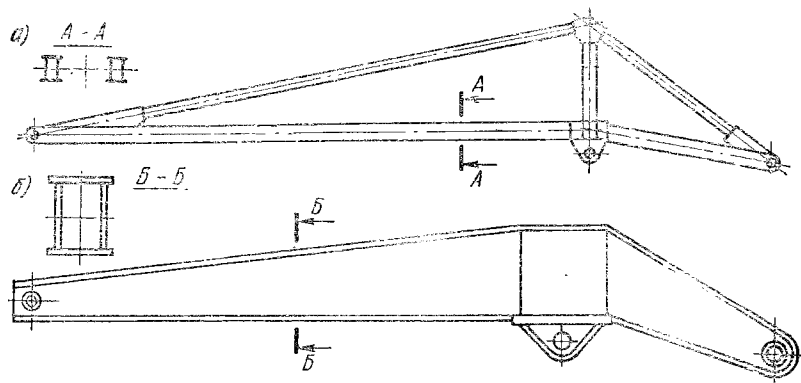


Рис. III.4.3. Хоботы порталных кранов

ее (там же, сплошные линии). Шпренгельная система размещена на верхнем или нижнем поясе балки в зависимости от направления наибольшего изгибающего усилия. При нижнем расположении шпренгелей легче обеспечить расходимость стрелы и колонны на минимальном вылете [32]. Шпренгельная система по рис. III.4.2, г меньше разгружает балку от изгиба и нужна в основном для связи с тяговым элементом механизма изменения вылета. *Безраскосные прямые стрелы* (рис. III.4.2, е) легче балочных, но более трудоемки по сравнению с ними и при рациональном проектировании имеют примерно такую же массу, что и решетчатые [0.21]. *Решетчатые стрелы* — трехгранные (рис. III.4.2, д) или четырехгранные (рис. III.4.1, е, показаны раскосы обеих вертикальных стенок) — из труб или сортового проката при малой грузоподъемности имеют наименьшую массу, но если необходимо обеспечить сопротивление усталости, это требует трудоемких конструктивных и технологических мер [0.21, 36]. Для перегрузочных кранов решетчатые конструкции нецелесообразны.

Хоботы имеют обычно шпренгельную (рис. III.4.1, а; III.4.3, а) или коробчатую (рис. III.4.3, б) конструкцию. Шпренгельные раскосы (трубчатые или коробчатые) работают на растяжение, дополнительные стойки обычно не нужны. Для хобота шпренгельная конструкция особенно рациональна.

Оттяжки хоботов выполняют из трубы (рис. III.4.4, а) или канатов (рис. III.4.4, б). Трубчатые оттяжки соединяют с хоботом и колонной шарнирами на сферических подшипниках, тогда оттяжки работают только на осевые силы. Оттяжные канаты соединяют с каркасом через шарниры на сферических подшипниках, с хоботом — через уравнительный балансир. Реже применяют оттяжки в виде фермы (рис. III.4.4, в) или балки, развитых в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания стрелы.

Шарниры стреловых устройств выполняют на подшипниках качения (рис. III.4.5), а в последнее время — и на специальных подшипниках скольжения типов ШС, ШМ, ШСЛ, ШСР.

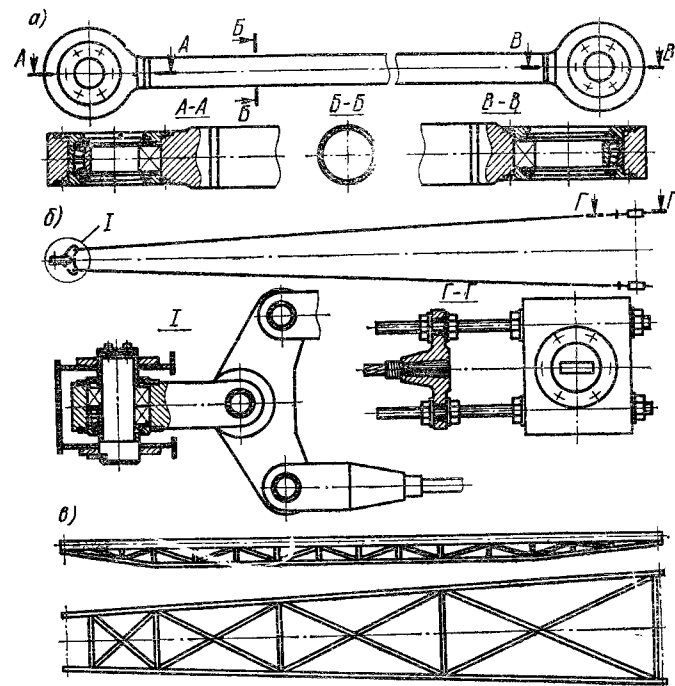


Рис. III.4.4. Оттяжки порталных кранов

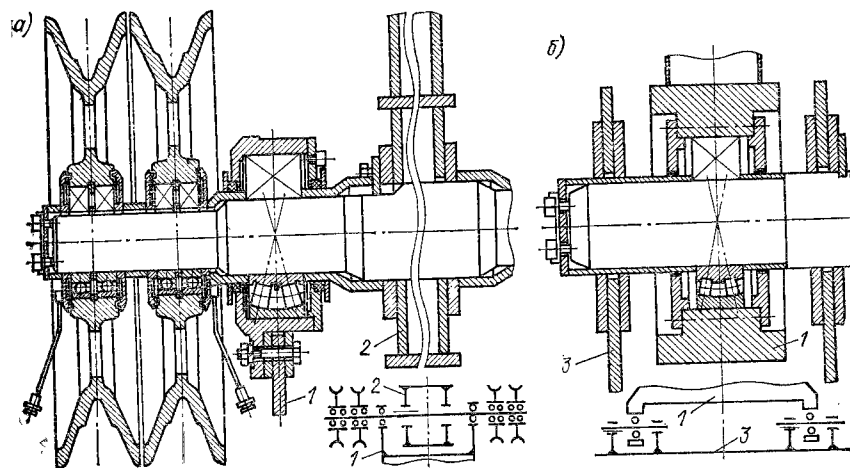


Рис. III.4.5. Шарниры стрелового устройства порталного крана завода ПТО им. С. М. Кирова, $Q = 16$ т: а — стрела-хобот; б — стрела-каркас; 1 — стрела; 2 — хобот; 3 — каркас

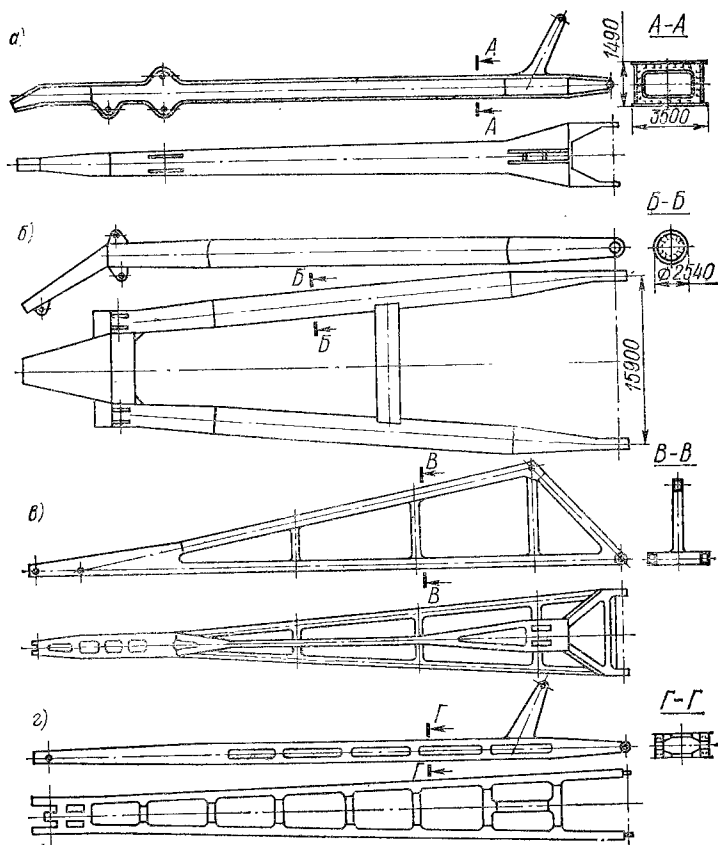


Рис. III.4.6. Стрелы плавучих кранов: а — «Богатырь», $Q = 300$ т; б — «Витязь», $Q = 1600$ т; в — $Q = 60$ т; г — судовой кран, $Q = 50$ т

Типы конструкций стрел плавучих кранов даны на рис. III.4.6. Наиболее рациональны балочные коробчатые (рис. III.4.6, а) или трубчатые (рис. III.4.6, б) стрелы. Часто применяют безраскосные стрелы (рис. III.4.6, в, г). О решетчатых стрелах плавучих кранов — см. [О.44, О.58, 17].

Расчетные нагрузки на стрелы. Расчетные внешние нагрузки на стрелы портальных кранов при проектировочном расчете принимают по комбинациям нагрузок (см. табл. III.3.1). Вес стрел и хоботов принимают по осуществленным конструкциям (см. т. 2, п. IV.9). Массу оптимальных коробчатых стрел и хоботов определяют по формулам [О.47, 38] или по результатам проектирования на ЭВМ [5, 8]. Допустимый вес груза для монтажных кранов с переменной грузоподъемностью назначают по формуле (III.3.1). При определении эквивалентного груза G_0 коэффициент эквивалентности φ_0 вычисляют по формуле (I.3.11) или принимают по рекомендациям п. III.8. О ветровых нагруз-

ках — см. пп. I.7, III.8. Доказана возможность нормальной работы портальных кранов при повышенных ветровых нагрузках в зонах, ограниченных по вылету и углу вращения [22]. Углы отклонения канатов от вертикали и силы инерции см. в п. I.8.

Для определения наибольших нагрузок при II случае нагружения надо рассмотреть различные вылеты и комбинации нагрузок. При проектировочном расчете металлических конструкций стрел и хоботов перегрузочных кранов для II случая нагружения принимают сниженные допускаемые напряжения $[\sigma]_{II}$ — см. формулу (I.5.94). Для грейферных кранов при эффективном коэффициенте концентрации напряжений $K = 2,5$ для стали 09Г2С $[\sigma]_{II} = 130 \div 140$ МПа [4].

Для поверочного расчета металлических конструкций стреловых устройств портальных кранов разработаны методики определения нагрузок на ЭВМ путем решения дифференциальных уравнений движения в соответствии с расчетными схемами; для перегрузочных кранов учитывают случайный характер эксплуатационных нагрузок (см. п. I.16) [О.11, О.13, 2, 13]. Статистические характеристики эксплуатационных нагрузок на стрелы шарнирно-сочлененных устройств грейферных кранов см. в [О.11, 21]. Динамические нагрузки стреловых конструкций портальных кранов см. в [47, 52, 55], см. также п. I.8; т. 2, разд. VI, главы 2, 4, 5.

Расчетные нагрузки на стрелы плавучих кранов, подведомственных Регистру СССР, принимают по Правилам [О.50].

Максимальную нагрузку рабочего состояния определяют для следующих случаев.

1. Верхнее строение неподвижно (работает механизм подъема), подъем (отрыв) груза от земли (палубы) или торможение при спуске, сброс груза. Учитывают вес груза при наибольшем коэффициенте динамичности (значения коэффициента динамичности при прочих равных условиях для плавучих кранов меньше, чем для портальных), вес элементов крана, давление ветра рабочего состояния (не менее 400 Па, при сбросе груза — не менее 125 Па), инерционные нагрузки от сброса груза и от качки при волнении (см. пп. I.8, I.9). Коэффициент динамичности нужно определять с учетом наибольшей скорости перемещения груза, жесткости конструкции (включая канаты) и масс конструкции и груза для случаев подъема (отрыва) груза и торможения при спуске.

2. Верхнее строение с грузом в движении (передвижение крана, изменение вылета, поворот), торможение или разгон одного механизма. Учитывают вес груза и элементов крана, наибольшие горизонтальные силы инерции масс верхнего строения и груза, давление ветра рабочего состояния на кран и груз (не менее 400 Па).

Максимальную нагрузку нерабочего состояния определяют с учетом веса элементов крана и давления ветра на конструкцию не менее 2000 Па. Для случая транспортировки крана открытым

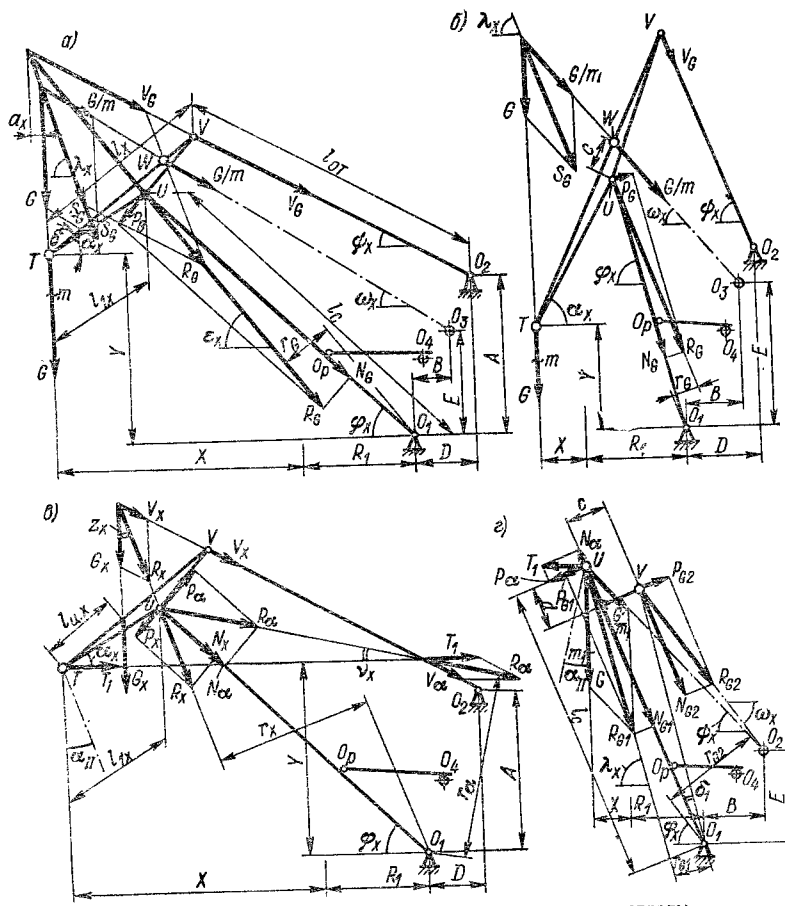


Рис. III.4.7. Схемы к определению нагрузок на стрелы

морем в походном положении нужно, кроме того, учесть инерционные нагрузки от качки. Правила [0.50] допускают обоснованное применение других комбинаций нагрузок.

Расчет по Правилам Речного Регистра РСФСР см. в [35]; в частности, учитывают одновременный крен и дифферент понтона не менее 6°.

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ для металлических конструкций верхних строений плавучих кранов при расчете на растяжение — сжатие или изгиб по максимальным нагрузкам рабочего состояния не должны превышать значения $[\sigma] = 0,7\sigma_T$, нерабочего состояния — $[\sigma] = 0,75\sigma_T$, где σ_T — предел текучести, принимаемый по стандартам или техническим условиям, но не более 0,7 от наименьшего предела прочности. О режимах работы грейферных плавучих кранов — см. [1], об эксплуатационных нагрузках их стрел — [31].

Силовой расчет. Нагрузки на элементы стреловых устройств при механизме изменения вылета, соединенном со стрелой O_1U (например, посредством рейки O_pO_4), определяют в соответствии с рис. III.4.7.

Для стрел сочлененных стреловых устройств (рис. III.4.7, а, б) в зависимости от угла α_x наклона хобота, длин звеньев l_{1x} , l_c , l_x , $l_{от}$ и параметров схемы стрелового устройства R_1 (минимального вылета от оси качания стрелы), δ , A , D , B , E , c и кратности m грузового полиспаста поперечная P_G и продольная N_G нагрузки от веса груза G на вылете, определяемом координатой X , составляют:

$$P_G = R_G \sin(\epsilon_x - \varphi_x) = M_G/l_c; \quad (III.4.1)$$

$$N_G = R_G \cos(\epsilon_x - \varphi_x).$$

Грузовой неуравновешенный момент M_G [39]:

а) при $\psi_x \neq \lambda_x$ (оттяжка O_2V и усилие V_G в ней не параллельны суммарной нагрузке S_G от веса груза G и усилия G/m в грузовом канате, идущем к блоку O_3 , рис. III.4.7, а)

$$M_G = Gl_c v_1 \operatorname{tg}(\epsilon_x - \varphi_x); \quad (III.4.2)$$

б) при $\psi_x = \lambda_x$ (усилия V_G и S_G параллельны, рис. III.4.7, б)

$$M_G = Gl_c \sin(\psi_x - \varphi_x) \frac{m + (v_2 - v_3 \cos \psi_x) \sin \omega_x}{m v_3 \sin \psi_x}, \quad (III.4.3)$$

где

$$v_1 = \frac{\cos \psi_x - [\sin(\psi_x - \omega_x)]/m}{\operatorname{tg}(\epsilon_x - \varphi_x) \cos(\varphi_x - \psi_x) + \sin(\varphi_x - \psi_x)};$$

$$v_2 = l_x \sin(\alpha_x + \psi_x + \delta); \quad v_3 = E + (X + R_1 + B) \operatorname{tg} \omega_x - Y;$$

$$v_4 = l_x \sin(\alpha_x + \psi_x + \delta) - l_{1x} \sin(\alpha_x + \psi_x);$$

$$\operatorname{tg} \epsilon_x = \frac{(c + l_{1x} \cos \delta) v_5 + a_x \operatorname{tg} \lambda_x - l_{1x} \sin \alpha_x}{a_x + l_{1x} \cos \alpha_x};$$

$$v_5 = \sin(\alpha_x + \delta) + \operatorname{tg} \omega_x \cos(\alpha_x + \delta);$$

$$a_x = \frac{(c + l_{1x} \cos \delta) v_5 - v_6}{\operatorname{tg} \psi_x - \operatorname{tg} \lambda_x};$$

$$v_6 = l_x \sin(\alpha_x + \delta) + l_x \cos(\alpha_x + \delta) \operatorname{tg} \psi_x;$$

$$\operatorname{tg} \omega_x = \frac{Y + (c + l_{1x} \cos \delta) \sin(\alpha_x + \delta) - E}{X + R_1 + B - (c + l_{1x} \cos \delta) \cos(\alpha_x + \delta)};$$

$$\sin \varphi_x = (Y + l_{1x} \sin \alpha_x)/l_c; \quad \operatorname{tg} \lambda_x = (m + \sin \omega_x)/\cos \omega_x;$$

$$\sin \psi_x = [Y + l_x \sin(\alpha_x + \delta) - A]/l_{от}.$$

Координаты $X = X(\alpha_x)$ и $Y = Y(\alpha_x)$ конца хобота вычисляют по формулам, приведенным в т. 2, п. VI.13.

Поперечная P_x и продольная N_x нагрузки на стрелу от веса хобота G_x составляют (рис. III.4.7, в):

$$P_x = R_x \cos(z_x + \varphi_x) = M_x/l_c; \quad (III.4.4)$$

$$N_x = R_x \sin(z_x + \varphi_x),$$

где

$$M_x = R_x r_x; \quad (III.4.5)$$

$$\operatorname{tg} z_x = \frac{l_{1x} \cos \alpha_x - l_{2x} \cos(\alpha_x + \delta)}{(l_x - l_{2x}) \cos(\alpha_x + \delta) \operatorname{tg} \psi_x + v_7};$$

$$v_7 = l_x \sin(\alpha_x + \delta) - l_{1x} \sin \alpha_x;$$

$$R_x = G_x [\cos z_x + \sin z_x \operatorname{tg}(z_x + \psi_x)];$$

$$r_x = l_c \cos(\varphi_x + z_x).$$

Поперечная P_α и продольная N_α нагрузки на стрелу, вызываемые горизонтальной силой $T_1 = G \operatorname{tg} \alpha_{II}$ от отклонения канатов от вертикали на угол α_{II} , составляют (рис. III.4.7, в):

$$P_\alpha = R_\alpha \sin(\varphi_x - v_x) = M_\alpha/l_c; \quad (III.4.6)$$

$$N_\alpha = R_\alpha \cos(\varphi_x - v_x),$$

где

$$M_\alpha = R_\alpha r_\alpha; \quad (III.4.7)$$

$$R_\alpha = G \operatorname{tg} \alpha_{II} [\cos v_x + \sin v_x / \operatorname{tg}(\psi_x - v_x)];$$

$$r_\alpha = l_c \sin(\varphi_x - v_x);$$

$$\operatorname{tg} v_x = \frac{l_{1x} \sin \alpha_x}{v_8 + l_x \operatorname{ctg} \psi_x \sin(\alpha_x + \delta)};$$

$$v_8 = l_x \cos(\alpha_x + \delta) - l_{1x} \cos \alpha_x.$$

Для прямых стрел с уравнительным полиспастом (рис. III.4.7, з) в зависимости от вылета, определяемого координатой X , длины стрелы l_c , параметров схемы R_1, B, E, c, d и кратностей m_1 грузового и m_2 уравнительного полиспастов нагрузки на стрелу $P_{G1}, N_{G1}, P_{G2}, N_{G2}$ определяют по формулам, приведенным в работе [О.47]. Грузовой неуравновешенный момент

$$M_G = R_{G1} l_c \sin(\lambda_x - \varphi_x) - R_{G2} (E \cos \omega_x + B \sin \omega_x). \quad (III.4.8)$$

При комбинации нагрузок IIc в точке подвеса груза приложена сила $T_3 = G \operatorname{tg} \beta_{II}$ (см. рис. III.3.4). При жесткой оттяжке, способной воспринимать боковой изгиб и кручение (рис. III.4.8, а), к хоботу TUV в плоскости, перпендикулярной к плоскости его качения, от стрелы в точке U и от оттяжки в точке V приложены сосредоточенные силы и моменты, связанные уравнениями равновесия (рис. III.4.8, б):

$$T_c = T_3 + T_0; \quad T_3 l_{1x} - M_c - X_2 - T_0 l_{2x} = 0.$$

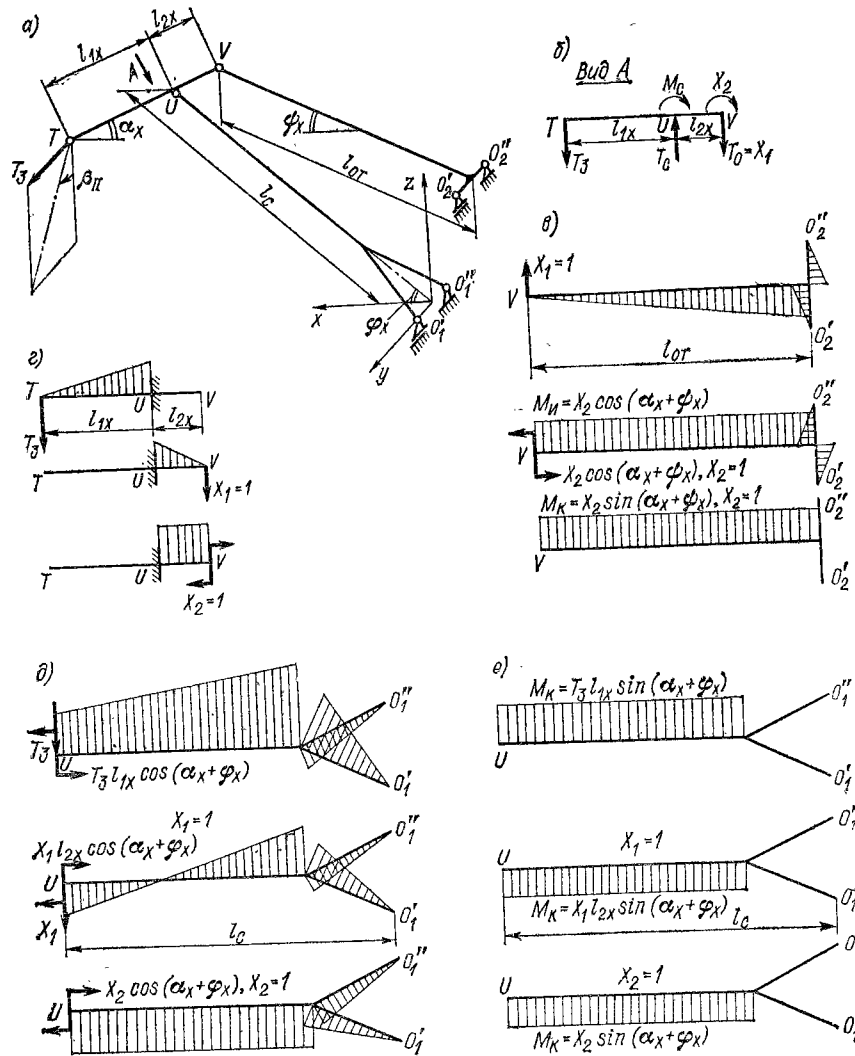


Рис. III.4.8. Схемы и эпюры моментов к расчету шарнирно-сочлененного стрелового устройства с оттяжкой, воспринимающей боковые нагрузки (эпюры даны для $\alpha_x + \varphi_x < \pi/2$)

Задача о нагружении стрелы и оттяжки дважды статически неопределима. Сила $T_0 = X_1$ и момент X_2 (рис. III.4.8, в) являются корнями системы уравнений метода сил:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \delta_{1T} &= 0; \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \delta_{2T} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (III.4.9)$$

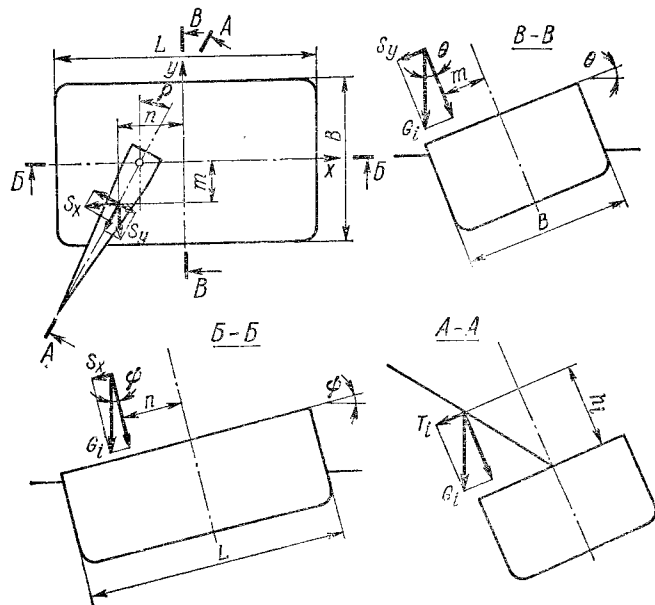


Рис. III.4.9. Схемы к определению нагрузок на стрелы плавучих кранов от крана и дифферента

Коэффициенты определяют по формуле Мора при нагружении основной системы внешней нагрузкой T_3 , силой $X_1 = 1$ и моментом $X_2 = 1$.

На рис. III.4.8, а для Т-образной балочной оттяжки O_2O_2V (см. рис. III.4.8, а) даны эпюры изгибающих моментов M_n при нагружениях $X_1 = 1$ и $X_2 = 1$ и эпюра крутящих моментов $M_{н.с}$ при $X_2 = 1$. На рис. III.4.8, б приведены эпюры изгибающих моментов для балочного хобота TUV при нагружении T_3 , $X_1 = 1$ и $X_2 = 1$, на рис. III.4.8, в — эпюры изгибающих моментов, а на рис. III.4.8, г — эпюры крутящих моментов для балочной стрелы O_1O_1U при нагружении T_3 , $X_1 = 1$ и $X_2 = 1$ (при $X_2 = 1$ приведена только эпюра крутящих моментов для консольной части стрелы). Решение при некоторых упрощающих допущениях дано в работах [О.21, О.58].

Для канатной или стержневой оттяжки, не воспринимающей боковых нагрузок и кручения, $X_1 = X_2 = 0$, $M_c = T_3 l_{1x}$; в точке U к стреле приложены сила $T_c = T_3$, боковой изгибающий момент $M_{н.с} = T_3 l_{1x} \cos(\varphi_x + \alpha_x)$ и крутящий момент $M_{н.с} = T_3 l_{1x} \sin(\varphi_x + \alpha_x)$. При $\varphi_x + \alpha_x < \pi/2$ (тупой угол между хоботом и стрелой в плоскости качания) сила T_c и момент $M_{н.с}$ изгибают стрелу в одну и ту же сторону, при $\varphi_x + \alpha_x > \pi/2$ — в противоположные. При $\varphi_x + \alpha_x = \pi/2$ $M_{н.с} = 0$ и $M_{н.с} = T_3 l_{1x}$ (наибольшее значение).

Стреловые устройства плавучих кранов испытывают дополнительные нагрузки T_i в плоскости качания стрелы от крана на угол θ

и дифферента на угол ψ (см. п. I.22). Эти нагрузки действуют перпендикулярно к оси вращения поворотной части (рис. III.4.9). Для каждого узла поворотной части, в том числе для узлов стрелового устройства весом G_i , в его центре тяжести приложена сила [О.6, О.26]

$$T_i = G_i \sin \psi \sin \rho + G_i \sin \theta \cos \rho.$$

Нагрузки от качки см. в п. I.9.

Силовой расчет безраскосных стрел (см. рис. III.4.2, в; III.4.6, г) рассмотрен в п. III.3.

Силовой расчет решетчатых стрел от всех нагрузок, кроме крутящего момента $M_{н.с}$, выполняют как для ряда плоских ферм, а от момента $M_{н.с}$ — как для пространственной системы [О.21, О.40, О.58]. При расчете на кручение стрел, у которых хотя бы в одном узле сходятся четыре или более плоскостей, внутренние силы взаимодействия между плоскостями направлены не только вдоль поясов. Наиболее нагружены от кручения концевые части стрелы, у которых поперечные размеры значительно меньше размеров средней части. Поэтому решетки в концевых частях стрел часто заменяют листовыми зашивками [О.58].

Силовой расчет шпренгельных конструкций (см. рис. III.4.2, в, г; III.4.1, а; III.4.3, б) проводят как для статически неопределимых систем, считая раскосы работающими только на осевые силы [О.21].

Расчет на прочность и жесткость. Балочные (коробчатые и трубчатые) и шпренгельные стрелы порталных кранов рассчитывают на совместную нагрузку от продольных и поперечных сил. Расчет выполняют деформационным методом (см. п. III.3). Прогибы балочных стрел определяют по формуле Мора с учетом переменной сечений по длине и влияния изгиба от собственного веса. Изгибающие моменты от собственного веса и от сосредоточенного поперечного усилия P_c на конце стрелы действуют в одну сторону или в разные стороны в зависимости от направления P_c . Прогиб f_U^B на конце стрелы от усилия P_c в плоскости качания стрелы (рис. III.4.10)

$$f_U^B = \frac{P_c l_{1c}^2}{6EJ_{\max}} \left[l_{1c} \left(1 + \frac{J_{\max}}{J_{cp1}} \right) + l_{2c} \left(1 + \frac{J_{\max}}{J_{cp2}} \right) \right], \quad (\text{III.4.10})$$

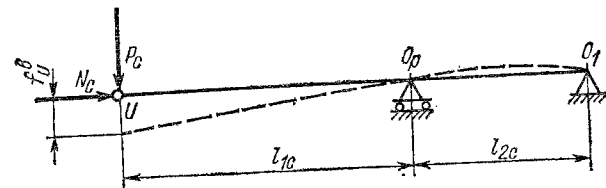


Рис. III.4.10. Схема к определению прогиба стрелы порталного крана

где J_{\max} — момент инерции сечения O_p ; J_{cp1} , J_{cp2} — средние моменты инерции сечений участков l_{1c} и l_{2c} , равные полусуммам моментов инерции граничных сечений участков.

Перемещения точки подвеса груза по вертикали ΔZ и по горизонтали ΔX в плоскости качания стрелы от упругих деформаций элементов стрелового устройства для сочлененных стрел определяют по формулам:

$$\Delta Z = u_{zf}^B - u_{kz}(f_k + f_{от}) - f_T^B \cos \alpha_x;$$

$$\Delta X = u_{cx}f^B - u_{kx}(f_k + f_{от}) - f_T^B \sin \alpha_x.$$

Здесь f_k — перемещение шарнира оттяжка-колонна в направлении оттяжки, вызываемое деформацией колонны; $f_{от}$ — упругое удлинение оттяжки [6]; u_{kx} , u_{cx} , u_{kz} , u_{cz} — передаточные функции (см. рис. III.4.8, а):

$$u_{kx} = l_{1x} \sin \alpha_x / l_{2x} \sin (\psi_x + \alpha_x);$$

$$u_{cx} = \sin \varphi_x + u_{kx} \sin (\varphi_x - \psi_x);$$

$$u_{kz} = l_{1x} \cos \alpha_x / l_{2x} \sin (\psi_x + \alpha_x);$$

$$u_{cz} = u_{kz} \sin (\varphi_x - \psi_x) - \cos \varphi_x.$$

Период τ и время t затухания собственных колебаний стрел см. в п. I.8, а также в [11, 20]. Значения жесткости коробчатых стрел кранов завода ПТО им. С. М. Кирова в вертикальной плоскости: $c_c^B = P_c / f_c^B = 6$ кН/см при $Q = 10$ т; $c_c^B = 8,9$ кН/см при $Q = 16$ т; в горизонтальной плоскости соответственно 7,4 и 9,2 кН/см. Для решетчатых стрел кранов завода ПТО имени С. М. Кирова грузоподъемностью 10 и 15 т жесткости стрел в вертикальной плоскости составляют 5,1 и 7,6 кН/см, в горизонтальной — 6,5 и 9,4 кН/см [41].

Экспериментальные исследования напряженного состояния коробчатых стрел порталных кранов см. в [41], плавучих кранов — в [24]. Экспериментальное определение деформаций порталных кранов см. в [40]. Измеренные вертикальные перемещения точки подвеса груза от деформации металлической конструкции крана (включая стреловое устройство и портал) составляют 0,45—1,15 % от вылета, на котором они определены (меньшие значения — при решетчатых стрелах). Вертикальное перемещение точки подвеса груза от деформаций канатов, каркаса и стрелы на плавучем кране «Богатырь» при грузе 330 т составило примерно 300 мм на вылете 16,2 м.

Оптимальное проектирование. Оптимизация параметров схем стреловых устройств порталных кранов рассмотрена в т. 2, разд. VI, гл. 5, оптимальное проектирование металлических конструкций коробчатых балочных стрел и хоботов — в работах [5, 6, 8], шпренгельных стрел монтажных кранов — в работе [34]. Оптимизация ведется по массе при ограничениях по прочности (в двух плоскостях при II случае нагружения), местной

устойчивости, конструктивным и технологическим требованиям, сопротивлению усталости (коробчатые стрелы перегрузочных кранов), предельной гибкости и устойчивости (шпренгельные раскосы).

При оптимизации статически неопределимой шпренгельной стрелы силовой расчет ведется в последовательности нагрузки — оптимальные параметры сечений — жесткости элементов — нагрузки... Для шпренгельных стрел оптимум по массе близок к равнопрочному варианту, когда в балке и в раскосах достигаются допускаемые напряжения. Оптимальной по массе и стоимости коробчатых балочных стрел является сталь 09Г2С [10]. Для шпренгельных раскосов целесообразно применять трубы из стали 20. Высокопрочные стали типа 10ХСНД для стрел плавучих [24] и порталных кранов целесообразны лишь при особой необходимости снижения массы крана. О технико-экономических показателях высокопрочных сталей см. п. I.1. Деформативность оптимальных стрел по сравнению с осуществленными возрастает; анализ показывает, что это не будет препятствовать нормальной эксплуатации крана [6, 7].

Сравнение эффективности оптимальных балочных и шпренгельных стрел должно проводиться как по массе, так и по себестоимости изготовления. Об определении себестоимости листовых конструкций на стадии проектирования см. [33]. Шпренгельные стрелы целесообразнее балочных коробчатых для монтажных кранов при $\Delta R \geq 40$ м и $Q \geq 50$ т (снижение массы стрел до 20 % и себестоимости до 5 %). Сравнение эффективности типов стреловых устройств см. в т. 2, разд. VI, гл. 5.

III.12. Стрелы башенных и молотовидных кранов

Типы конструкций стрел башенных кранов даны на рис. III.4.11. Они бывают двух типов: балочные и подъемные. При балочных стрелах (рис. III.4.11, а—в) вылет изменяют движением грузовой тележки по стреле, при подъемных стрелах (рис. III.4.11, г—ж) — их наклоном.

Балочные стрелы чаще бывают одноподвесными (рис. III.4.11, а, б). Многоподвесные стрелы несколько легче одноподвесных, но нужна тщательная выверка натяжений ветвей статически неопределимого подвеса; они целесообразны при вылетах более 50 м [0.7]. Оттяжки балочных стрел могут быть канатными или стержневыми (рис. III.4.11, а). Наклоняемые (рис. III.4.11, б) или шарнирно-сочлененные (рис. III.4.11, в) балочные стрелы переводят в наклонное положение при строительстве наиболее высокой части сооружения; тележка с грузом может перемещаться по наклонной части стрелы или фиксироваться на ней специальными приспособлениями [0.47]. Характерные типы сечений балочных стрел даны на рис. III.4.12, а.

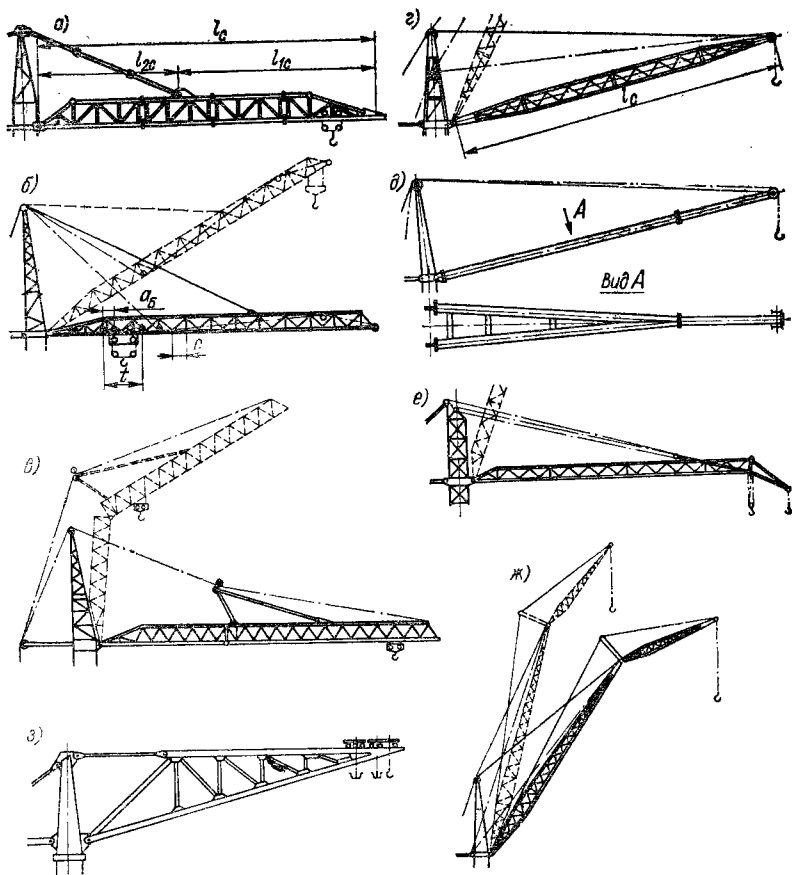


Рис. III.4.11. Стреловые устройства башенных (а—ж) и молотовидных (з) кранов: а — КБ-674; б — КБ-504; в — КБк-250; г — КБ-100; д — КБ-100.1; е — БК-1000; ж — КБ-160.4 (КБ-402); з — кран фирмы «Крупп», $Q = 200$ т

У подъемных стрел (см. рис. III.4.11, г—ж; III.3.16, а) стреловой расчал чаще закреплен на оси концевых блоков (см. рис. III.4.11, г, д). Направление расчала определяют из условий разгрузки башни от изгиба (см. п. III.9, рис. III.3.16). Для увеличения высоты подъема и вылета или для размещения блоков вспомогательного подъема используют стрелы с гуськом (см. рис. III.4.11, е, ж). Характерные сечения подъемных стрел даны на рис. III.4.12, б—д. Чаще применяют решетчатые стрелы (рис. III.4.12, б, в), причем трехгранные проще четырехгранных и легче их на 11—18 % при длине 25—75 м. Решетчатые стрелы из трубчатых элементов предпочтительнее, чем из угольковых. Решетчатые стрелы башенных кранов более чем вдвое легче коробчатых [0.7, 25]. Отношение высоты боковой фермы к длине

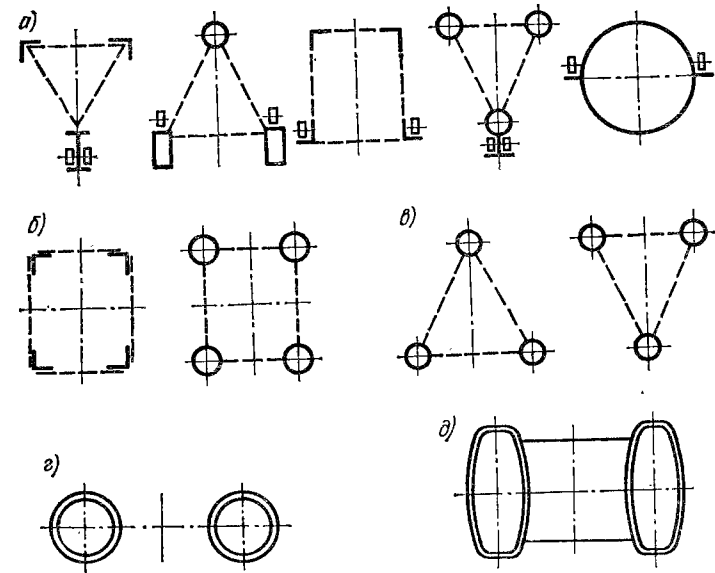


Рис. III.4.12. Типы сечений стрел башенных кранов: а — балочные стрелы; б—д — подъемные стрелы

$h/l_c = 0,02 \div 0,04$ [0.58]. Оптимальная высота трехгранной подъемной стрелы

$$h/l_c = 0,03 + \alpha (l_c - 10), \quad (\text{III.4.11})$$

где l_c — длина стрелы, м; $\alpha = \alpha_1$ при $\alpha_1 > 0$; $\alpha = 0$ при $\alpha_1 < 0$; $\alpha_1 = 2,5 \cdot 10^{-4} - 4,5R10^{-7}$; R — расчетное сопротивление материала поясов, МПа [0.7, 25].

Сплошностенчатые подъемные стрелы (рис. III.4.11, д) имеют один-два пояса из труб (рис. III.4.12, г) или оболочек (рис. III.4.12, в). О расчете поясов-оболочек на общую и местную устойчивость с учетом начальных искривлений и вмятин см. [3].

В СССР наибольшее распространение получили прямые подъемные стрелы [0.7]. За рубежом отмечается рост применяемости балочных стрел с грузовыми тележками при грузовом моменте крана 200—600 кН·м и свыше 800 кН·м [49].

Стрелы молотовидных кранов имеют решетчатую (см. рис. III.3.14, а—в; III.4.11, з) или коробчатую (см. рис. III.3.14, г—е) конструкцию, тележка передвигается по верхнему поясу. Известны конструкции, когда тележка передвигается по нижнему поясу [0.58] аналогично мостовым перегружателям с нижним катанием (см. п. III.7).

Расчетные нагрузки стрел башенных кранов и их сочетания см. в п. III.9. Масса стрел кранов грузоподъемностью 3—5 т равна 0,2—0,4 т/м [0.58]. Приближенные формулы для

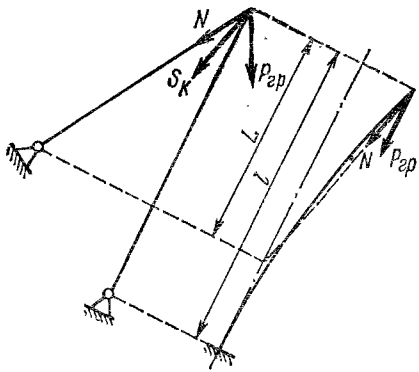


Рис. III.4.13. Расчетная схема с учетом влияния оттяжки на устойчивость стрелы (S_K — усилие в подъемном канате)

нахождения массы оптимальных подъемных и балочных стрел даны в работах [0.7, 26]. Устойчивость сжатых стрел проверяют как для внецентренно сжатых стержней (см. п. III.3) с эксцентриситетом. Если эксцентриситет находится в плоскости подвеса, то он равен прогибу от собственного веса, а если в плоскости, перпендикулярной к плоскости подвеса, — прогибу от сил инерции при повороте, от бокового ветра и наклона кранового пути. В плоскости подвеса расчетную длину стрелы определяют как для стержня с шарнирно опертными концами, перпендикулярно к плоскости подвеса — как для защемленного стержня с учетом влияния усилия в гибкой оттяжке (стреловом расчале) на значение критической силы. При отклонении стрелы из плоскости подвеса усилие N в оттяжке (рис. III.4.13) дает составляющую, препятствующую увеличению поперечной деформации стрелы. С ростом N и уменьшением координаты L точки крепления оттяжки значения коэффициента приведения длины μ уменьшаются, а значения критической силы растут. При жестком закреплении стрелы и оттяжки к их основаниям коэффициент μ приобретает следующие значения в зависимости от $k = Ni/(PL)$, где $P \approx N + P_{гр}$ — суммарная нагрузка на стрелу [0.21, 0.58]:

k	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
μ	2,00	1,92	1,83	1,75	1,65	1,55	1,44	1,34
k	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,5	2,0	∞
μ	1,21	1,11	1,00	0,90	0,85	0,77	0,75	0,70

Податливость закрепления стрелы ухудшает условия устойчивости. Влияние изгиба от собственного веса значительно снижается благодаря действию момента (с обратным знаком) $N'e$ при смещении оси блока в точку O_2 (рис. III.4.14, г) или момента Re при смещении оси стрелы вверх на величину e от линии, соединяющей оси концевых блоков и нижних шарниров стрелы (рис. III.4.14, е). Если $e = G_c l_c / (25R)$, где l_c — длина стрелы, поперечная нагрузка от веса стрелы G_c не влияет на значение критической силы и стрелу можно проверять на устойчивость без учета изгиба от собственного веса — как центрально сжатый стержень [0.21, 0.58]. При $a \approx 0,2l_c$ в пролете и у точки O_1 крепления оттяжки к стреле расчетные значения изгибающих моментов одинаковы (рис. III.4.14, д).

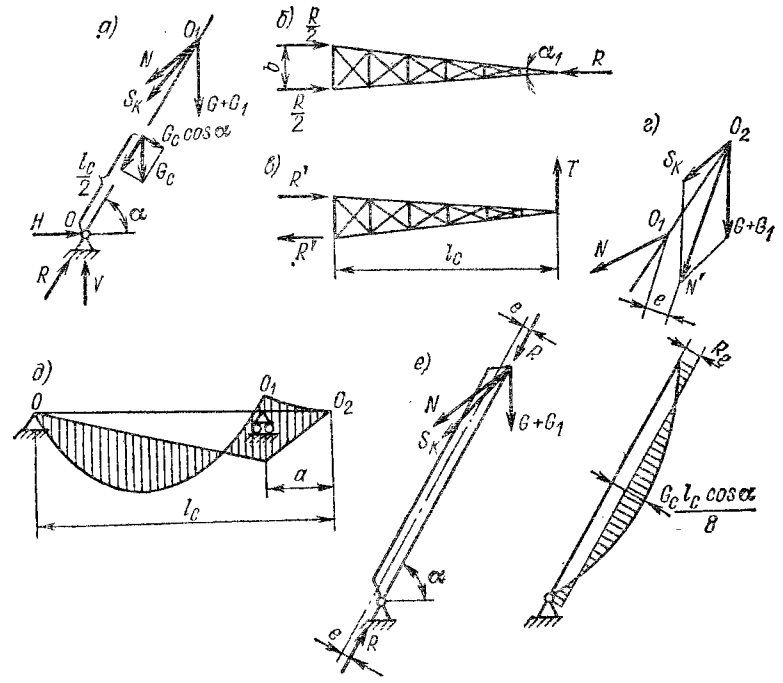


Рис. III.4.14. Расчетные схемы стрелы: а, г — в плоскости качания при совмещении (а, е) и несовмещении (г, д) осей концевых блоков подъемного каната и точки крепления оттяжного каната; б, е — в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания

Для сжатозогнутых стрел вместо проверки устойчивости рекомендуется [0.17, 0.21] расчет на прочность. Согласно ГОСТ 13994—81, стрелы башенных кранов рассчитывают деформационным методом (см. п. III.3), при этом их общую устойчивость расчетом не проверяют. Начальное искривление f оси стрелы на длине $l = l_{2c}$ (см. рис. III.4.11, а) или $l = l_c$ (см. рис. III.4.11, г) между корнем стрелы и точкой подвеса принимают $f = l/800$, упругую линию на этом участке считают синусоидой. В расчете учитывают деформационный момент первого порядка — см. формулу (III.1.59).

Деформационные моменты и поперечные силы для подъемных и балочных стрел башенных кранов допускается определять по формулам, приведенным в справочном приложении 4 к ГОСТ 13994—81, заменяя решетчатые стрелы сплошностенчатыми эквивалентными балками [0.7]. Экспериментальные исследования стрел башенных кранов и их элементов описаны в работах [0.7, 18, 26].

Оптимизация параметров стрел башенных кранов [0.7, 0.17, 25, 26] ведется по их массе или по стоимости материалов и изготовления (что дает близкие значения оптимальных

параметров) при ограничениях по прочности, устойчивости и конструктивно-технологических (минимальные толщины элементов и т. д.).

Для *подъемных стрел* целесообразна трехгранная форма по рис. III.4.12, в. Оптимальные очертания стрелы в плане криволинейны и могут быть заменены прямоугольником длиной $(0,2 \div 0,5) l_c$ у корня и трапецией на остальном участке. Оптимальное расстояние e от линии действия продольного усилия до нижней грани трехгранной стрелы составляет $0 \leq e \leq 0,4h$, где h — высота стрелы [см. формулу (III.4.11)], принимаемая постоянной по всей длине, кроме концевых участков. Оптимальная гибкость поясов $\lambda = 30 \div 40$ (большие значения — для менее прочной стали). При использовании для поясов высокопрочной стали раскосы, проектируемые по предельной гибкости, целесообразно изготовлять из стали 20.

Для *балочных стрел* целесообразна одноподвесная трехгранная форма с двумя нижними ездовыми поясами (см. вторую схему на рис. III.4.12, а). Изгибающий момент в ездовых поясах минимален при длине балансира грузовой тележки $a_0 = 0,175c + 0,254t$ (см. рис. III.4.11, б); для двухосных тележек целесообразно принимать $t = 0,6c$. Оптимальным является пояс из прямоугольной трубы с отношением высоты сечения к его ширине $h_n/b_n = 1,2 \div 1,3$; ездовые пояса из швеллеров нецелесообразны. Для боковых граней целесообразна решетка по рис. III.4.11, б, для нижней — по рис. III.1.5, б. Целесообразны бистальные стрелы с раскосами из менее прочной стали.

О реализации алгоритма автоматизированного расчета стрел башенных кранов на ЭВМ см. работу [27], о проектировании подъемных стрел минимальной массы — [14, 15, 19], см. также п. III.1.

III.13. Стрелы и мачты стреловых и мачтовых кранов

Типы конструкций стрел стреловых самоходных (автомобильных, пневмоколесных, железнодорожных, гусеничных и т. д.) кранов даны на рис. III.4.15. Кран может быть оснащен одним из сменных стреловых устройств. Стрелы могут быть прямыми (рис. III.4.15, а) и ломаными различной конфигурации (рис. III.4.15, б, в). Ломаные стрелы на малых вылетах могут работать с грузом увеличенных размеров, но от горизонтальных сил, перпендикулярных к плоскости качания, испытывают кручение. Стрелы с гуськами (рис. III.4.15, г, д) применяют для увеличения рабочего вылета и размещения блоков вспомогательного подъема. Гусеничные и пневмоколесные краны могут работать также с различными типами башенно-стрелового оборудования (рис. III.4.15, е, ж). Телескопические стрелы — решетчатые (рис. III.4.15, з) или коробчатые (рис. III.4.15, и) — применяют

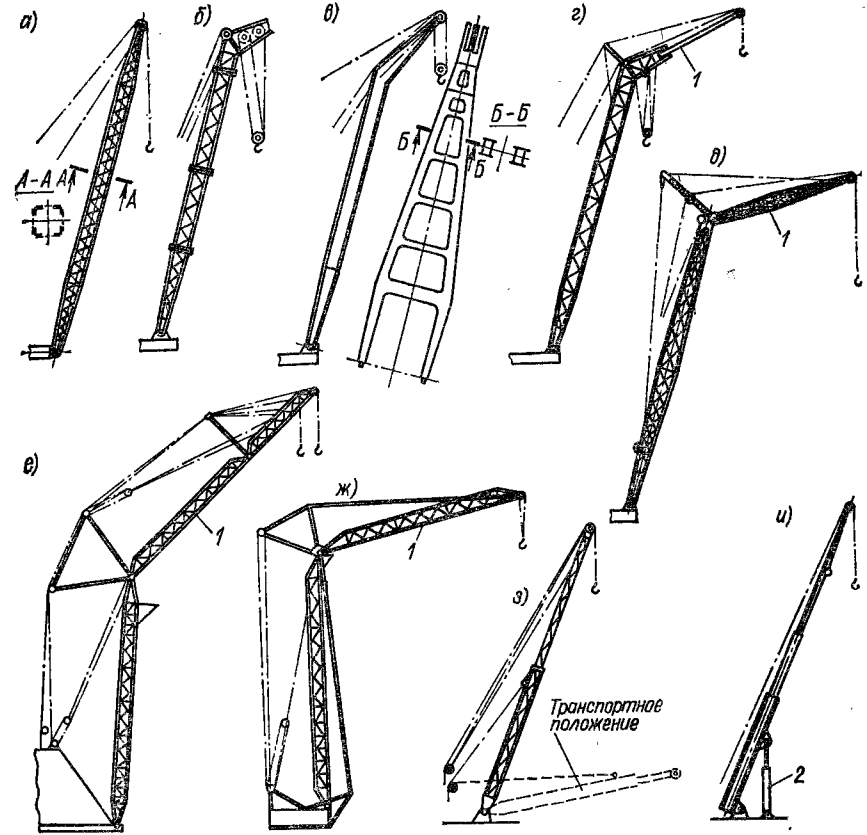


Рис. III.4.15. Стреловые устройства стреловых самоходных кранов: а — рельсового КБ-404; б — пневмоколесного МКТ-40; в — железнодорожного фирмы «Крупп»; г — пневмоколесного МКТ-40; д — пневмоколесного КС-5363; е — гусеничного СКГ-1000ЭМ; ж — гусеничного СКГ-63Д; з — автомобильного МКА-6,3; и — на автомобильном шасси КС-5473; 1 — гусек; 2 — гидравлический механизм изменения вылета

на автомобильных и пневмоколесных кранах. Верхняя часть телескопической стрелы бывает ломаной, может иметь гусек. Примеры конструкций стрел самоходных кранов приведены в работах [О.14, О.43, 12, 29, 46, 48, 51, 53], см. также т. 2, разд. IV, гл. 5. Наиболее распространены решетчатые четырехгранные стрелы из сортового проката (рис. III.4.15, а) или труб; раскрывается применение сплошностенчатых конструкций коробчатого (рис. III.4.15, в, и) или двутаврового сечения. Изготовление стрел из алюминиевых сплавов позволяет увеличить длину стрелы и вылет крана при сохранении опрокидывающего момента [О.41].

Расчетные нагрузки стрел самоходных кранов принимают в зависимости от условий эксплуатации, по техническим условиям [О.14, О.43]. При отсутствии других данных см.

табл. 1.5.8 и 1.5.16. Масса металлической конструкции прямых решетчатых стрел с размерами сечения 500—1000 мм составляет 0,1—0,2 т/м [О.58]. Стреловые краны обычно имеют переменную по вылету допустимую грузоподъемность, график которой приведен в паспорте крана. Для автомобильных кранов грузоподъемностью 4—16 т, по данным исследований эксплуатационных нагрузок, коэффициент эквивалентности [см. формулу (1.3.11)] $\varphi_0 = 0,44 \div 0,55$ при показателе степени кривой усталости $m = 3 \div 6$ [43]. Стреловые самоходные краны грузоподъемностью 25—100 т работают с номинальным грузом весьма редко [23]. Об эксплуатационных нагрузках стреловых кранов см. также работы [О.14, 12, 44].

Общие положения расчета стрел — см. пп. III.11, III.12. Пример расчета стрелы гусеничного крана деформационным методом дан в работе [16]. Для телескопических стрел (рис. III.4.15, з, и) поперечные нагрузки при опирании секций друг на друга могут в несколько раз превышать вес полезного груза и на промежуточных вылетах существенно зависят от того, выдвигаются ли секции одновременно или последовательно [50]. О местных напряжениях в сечениях телескопических стрел от этих поперечных нагрузок см. [30, 37]. Статический и динамический расчет телескопической трехзвенной корбчатой стрелы приведен в работе [54].

Оптимизация параметров прямой решетчатой четырехгранной стрелы рассмотрена в работе [42]. Оптимизация ведется по массе при ограничениях по прочности от наибольших нагрузок в двух плоскостях, а также по устойчивости панелей поясов и жесткости стрелы (заданным прогибам в двух плоскостях). Целесообразна конструкция постоянной высоты (кроме концевых участков) с поясами переменного сечения (увеличенное сечение поясов — для участка у корня стрелы). Оптимальная гибкость панелей поясов $\lambda = 70 \div 85$. Применение сталей повышенной прочности практически не приводит к уменьшению массы стрелы. Применение труб вместо уголков обеспечивает снижение массы стрелы на 10—12 % независимо от типа решетки (см. также п. III.1).

О стрелах и мачтах мачтово-стреловых кранов см. в работах [О.17, О.21, О.58, 12, 28, 56].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аграновский Ю. В., Гаранин Н. П., Силиков Ю. В. Режимы работы электромеханических систем плавучих кранов // Тр. ин-та/ЛИВТ. 1976. Вып. 155. С. 43—48.
2. Андрианов Е. Н., Брауде В. И. Определение эквивалентных нагрузок и надежности элементов порталных кранов // Высокопроизводительные портовые перегрузочные машины и комплексы. Л.: Транспорт, 1984. С. 30—34.
3. Баранов А. И. Несущая способность крановых стрел с поясами-оболочками // Стронт. и дорож. машины. 1976. № 1. С. 20—21.

4. Баранов Н. А., Серлин Л. Г. Учет явлений усталости при проектировочном расчете крановых металлических конструкций // Тр. ин-та/ЛПИ. 1978. № 362. С. 21—29.
5. Бортыков Д. Е., Савельев А. И., Серлин Л. Г. Методика и алгоритм автоматизированного проектирования оптимальной корбчатой стрелы порталного крана // Металлические конструкции кранов. Исследование конвейеров/ЛПИ. Л., 1985. С. 48—65. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаше 24.06.85, № 1515тм-85 Деп.
6. Будрин С. Б. Исследование эффективности перспективных типов стреловых устройств порталных кранов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук/ЛПИ. Л., 1977. 20 с.
7. Будрин С. Б., Гохберг М. М. О статической и динамической жесткости стрел порталных кранов/ЛПИ. Л., 1977. Деп. в НИИинформтяжмаше 05.05.77, № 210.
8. Будрин С. Б., Серлин Л. Г. Методика оптимального проектирования корбчатых стреловых конструкций переменного сечения для порталных кранов/ЛПИ. Л., 1977. Деп. в НИИинформтяжмаше 05.05.77, № 214.
9. Будрин С. Б., Серлин Л. Г. Оптимизация параметров корбчатого сечения стреловых конструкций порталных кранов/ЛПИ. Л., 1977. Деп. в НИИинформтяжмаше 05.05.77, № 213.
10. Будрин С. Б., Серлин Л. Г. Об учете деформативности стрел порталных кранов при определении их массы и стоимости // Подъемно-транспортные машины/Тул. политехн. ин-т. Тула, 1975. Вып. 4. С. 119—126.
11. Будрин С. Б., Тращенко В. Ю. Влияние параметров стреловой системы грейферных порталных кранов на период ее свободных колебаний // Изв. вузов. 1977. № 7. С. 87—90.
12. Вайсон А. А. Подъемно-транспортные машины. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1975. 431 с.
13. Волков К. А. Имитационное моделирование эксплуатационных нагрузок в механизме изменения вылета уравновешенных стрел портовых порталных кранов // Портовая перегруз. техника/ЛИВТ. Л., 1980. С. 12—23.
14. Волков С. А. К выбору расчетных схем металлоконструкций башенных кранов // Тр. ин-та/ЛИСИ. 1971. № 67. С. 36—42.
15. Волков С. А. Приближенный расчет сечений сжатых стрел наименьшего веса // Тр. ин-та/ЛИСИ. 1971. № 67. С. 42—48.
16. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1969. 520 с.
17. Гудзе А. А., Игнатевич В. С., Скулов Д. П. Развитие металлических конструкций стрел тяжелых плавучих кранов // Судостроение. 1973. № 4. С. 32—36.
18. Запольский Н. Н. К вопросу экспериментального исследования устойчивости моделей крановых стрел // Детали машин и подъемно-трансп. машины: Респ. межвед. сб./Киев, 1968. Вып. 8. С. 86—90.
19. Запольский Н. Н. Проектирование прямых крановых стрел наименьшего веса // Детали машин и подъемно-трансп. машины: Респ. межвед. сб./Киев, 1967. Вып. 5. С. 148—159.
20. Звягинцев Н. В. Свободные колебания стрел порталных кранов // Тр. ин-та/ЛИВТ. 1971. Вып. 128. С. 106—116.
21. Звягинцев Н. В., Розовский Н. Я. Вероятностные характеристики процессов нагружений элементов металлических конструкций стреловых систем грейферных порталных кранов // Тр. ин-та/ЛИВТ. 1976. Вып. 155. С. 48—55.
22. Зубко Н. Ф., Подобед В. А. Влияние ветровых нагрузок на работу приводов механизмов поворота и вылета стрелы порталного крана // Электротехн. пром-сть. 1983. Вып. 2. С. 15—17.
23. Исаков Э. Н., Харас З. Б., Бабаян Г. А. Режим эксплуатации механизма подъема стреловых самоходных кранов грузоподъемностью 25 т и более // Стронт. и дорож. машины. 1981. № 6. С. 21—23.
24. Левитацкий И. В., Платов Г. С., Беккермай М. И. Экспериментальное исследование натурального фрагмента стрелы плавкрана «Богатырь» // Судостроение. 1974. № 4. С. 36—37.

25. Лифшиц В. Л. Снижение металлоемкости башенных кранов: Обзор информации. — Строительное, дорожное и коммунальное машиностроение. Сер. 12. Подъемно-транспортное и сваебойное оборудование, башенные краны, лифты. ЦНИИТЭИстроймаш. 1979. Вып. 4. 38 с.
26. Лунден Е. Е. Оптимизация параметров балочных стрел башенных кранов//Тр. ин-та ВНИИстройдормаш. 1979. Вып. 85. С. 7—15.
27. Лунден Е. Е., Леонов П. А. Особенности автоматизированного прочностного расчета строительного башенного крана//Тр. ин-та ВНИИстройдормаш. 1983. Вып. 98. С. 73—82.
28. Мальцев В. Н., Коршунов Ю. А. Проверка на прочность и надежность подкоса деррик-крана грузоподъемностью 100 т//Произв.-техн. сб. Техн. упр. М-ва речного флота РСФСР. 1971. Вып. 94. С. 71—75.
29. Машины для монтажных работ и вертикального транспорта/В. И. Полковов, А. И. Альперович, М. Д. Полосин, А. Т. Чистяков; Под ред. С. П. Епифанова. 2-е изд. М.: Стройиздат, 1981. 351 с.
30. Нагруженность крановых телескопических стрел/В. А. Ряхин, Ю. В. Гривезирский, Л. В. Зайцев, Г. Н. Мошкарёв//Строит. и дорож. машины. 1984. № 6. С. 9—11.
31. Орлов Ю. Н. Расчет металлоконструкции стрелы крана КПЛ-16-30 по эксплуатационным нагрузкам//Подъемно-трансп. техника: Сб. молодых науч. работн./ЛИВТ. Л., 1974. С. 75—84.
32. Плавник Б. И., Мазовер И. С. Современные конструкции порталных кранов за рубежом//Подъемно-трансп. оборудование/ЦНИИТЭИтяжмаш. М., 1979. Вып. 40. 50 с.
33. Позынич К. П. Определение стоимостных показателей металлических сварных конструкций на примере стреловых устройств порталных кранов/ЛПИ. Л., 1977. Деп. в НИИинформтяжмаше 05.05.77, № 211.
34. Позынич К. П., Серлин Л. Г. Методика оптимального проектирования металлических конструкций крановых шпренгельных стрел/ЛПИ. Л., 1978. Деп. в НИИинформтяжмаше 26.04.78, № 310.
35. Правила классификации и постройки судов внутреннего плавания: Речной Регистр РСФСР. Т. 5. М.: Транспорт, 1985. 327 с.
36. Пумпян А. М. Опыт повышения долговечности трубчатых стрел порталных кранов//Подъемно-трансп. оборудование: Краны/НИИинформтяжмаш. М., 1972. № 6-72-22. С. 11—21.
37. Ряхин В. А., Гривезирский Ю. В., Гольдин Ю. М. Анализ местной нагруженности крановых телескопических стрел методом конечных элементов//Строит. и дорож. машины. 1984. № 4. С. 22—24.
38. Серлин Л. Г. Оптимальный вес коробчатых металлоконструкций стрелы и хобота порталного крана//Тр. ин-та/ЛПИ. 1972. № 329. С. 62—71.
39. Серлин Л. Г. Расчетный анализ и постановка задачи синтеза стрелового устройства порталного крана//Тр. ин-та/ЛПИ. 1970. № 314. С. 180—190.
40. Сударов А. А. Исследование деформаций порталных кранов//Крановые металлоконструкции: Сб. докл./ВНИИТЭИтяжмаш. М., 1969. С. 303—307.
41. Сударов А. А., Трудов Г. А. Коробчатые стрелы порталных кранов//Подъемно-трансп. оборудование: Краны/НИИинформтяжмаш. М., 1972. № 6-72-22. С. 21—27.
42. Уваров О. Ф. Оптимизация решетчатых кранов стрел//Строит. и дорож. машины. 1975. № 3. С. 25—27.
43. Улитенко И. П. Исследование характеристик эксплуатационной нагруженности механизмов автомобильных кранов//Строит. и дорож. машины. 1973. № 8. С. 34—36.
44. Улитенко И. П. Определение показателей нагружения строительных автомобильных кранов//Тр. ин-та ВНИИстройдормаш. 1984. Вып. 101. С. 49—54.
45. Шерле З. П., Каракулин Г. Г. Справочник механизатора речного порта. М.: Транспорт, 1980. 391 с.
46. Brenner M. Stand der Fahrzeugkrantechnik//Stahlbau. 1977. N 1. S. 25—30.
47. Dresig H. Ermittlung der Massenkräfte beim Wippen von Doppellenkerkranen//Hebezeuge und Fördermittel. 1967. N 6. S. 178—185.

48. Göhring A. Auch Autokrane aus dem Baukasten//Baupraxis. 1977. N 8. S. 40—41.
49. Göhring A. Die Baukrane der Zukunft//Fördern und Heben. 1976. N 9. S. 937—939.
50. Huber W. Tragfähigkeit von Teleskopen//Fördern und Heben. 1972. N 3. S. 125—127.
51. Leutloff H. P. Internationale Entwicklungstendenzen bei Auto- und Mobil-drehkränen//Bauzeitung. 1974. N 10. S. 554—556.
52. Mang H. Anwendung einer Methode der numerischen Integration bei der Ermittlung der Schwingungen eines Doppellenkerwiopdrehkränen//Abh. Akad. Wiss. DDR. Abt. Math. Naturwiss. Techn. 1977. (1978). N 6. S. 139—147.
53. Neue Tendenzen bei Fahrzeugkränen//Fördern und Heben. 1983. N 2. S. 105—106, 108, 113—114.
54. Otto G. Betrachtung über das Berechnen von Teleskopauslegern//Deutsche Hebe- und Fördertechnik. 1970. Sonderheft. S. 79—83.
55. Parameswaran M. A., Prabhakaran K. Analyse des Lasthebens an einem Portal-Wippdrehkran//Fördern und Heben. 1975. N 12. S. 1175—1178.
56. Spichale K. Die Abspannung von Derrickkränen bei vergrößerten Schwenkbereich//Hebezeuge und Fördermittel. 1962. N 1. S. 5—11.

Глава 5

Кабины

III.14. Кабины крановщика

Кабина крановщика — основное рабочее место на кране с которого управляют краном. Место установки кабины должно быть таким, чтобы крановщик мог наблюдать за грузозахватным органом и грузом в процессе всей работы крана, обеспечивая безопасность находящихся в рабочей зоне людей, сохранность оборудования и строений [5]. Для наблюдения за операциями крана в зонах, находящихся вне поля зрения крановщика, иногда используют телевизионную установку. На кранах мостовых, козловых и перегружателях кабину располагают по краям или в середине пролетного строения, иногда на грузовой тележке, на кранах стрелового типа — чаще всего в районе корня стрелы. В некоторых случаях для улучшения обзорности кабины выполняют на специальных стационарных или подвижных консолях, независимо перемещающимися или поворотными.

По конструктивному исполнению кабины бывают открытыми или закрытыми (рис. III.5.1). Открытые кабины устанавливают в основном на кранах, работающих в помещениях, при условии, что в зоне, где значения параметров воздуха и шума превышают допускаемые, работа крана продолжается не более 20 % рабочего времени в смену [18]. Открытые кабины в передней части должны иметь сплошное ограждение высотой не менее 1000 мм; при работе сидя у мостовых однобалочных и подвесных кранов допускается ограждение высотой 700 мм [О.46].

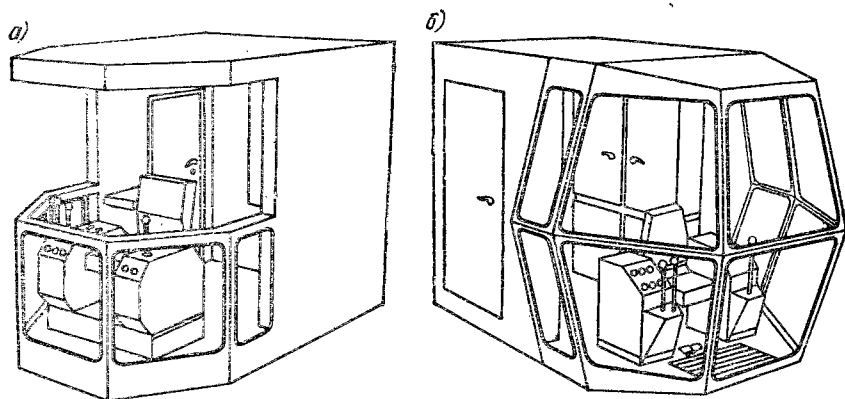


Рис. III.5.1. Кабина крановщика: а — открытая; б — закрытая

Закрытая кабина в передней части имеет фонарь, который рекомендуется конструировать так, чтобы обеспечить коэффициент обзорности (отношение площади остекления ко всей площади фонаря) не менее 0,8. Рекомендуемые углы обзора в основной зоне для стационарных закрытых кабин башенных и порталных кранов составляют $60\text{--}30^\circ$, мостовых и козловых кранов — $45\text{--}30^\circ$. В фонаре устанавливают закаленные стекла (см. табл. I.1.14). Для горячих цехов и условий холодного климата рекомендуется двойное остекление. Необходимо обеспечивать условия очистки стекол изнутри и снаружи. Для кабин кранов, работающих на открытом воздухе, предусматривают обогрев стекол фонаря против обледенения и запотевания, установку стеклоочистителя, противосолнечного козырька, штор.

Наиболее распространенная конструкция всех типов кабин — каркасная. Каркасы сваривают из профильного проката (швеллер, уголок, труба прямоугольного сечения). Для обшивки используют листовую прокат или холодногнутый гофрированный лист толщиной 1,5—2 мм. Для внутренней отделки применяют декоративную фанеру, пластик. Фурнитуру (ручки, замки, защелки и т. п.) и крепежные изделия рекомендуется устанавливать с защитным металлическим покрытием.

Предпочтительные размеры рабочего пространства закрытой кабины крановщика: высота 2000 мм (min 1800 мм, при работе сидя — 1500 мм), глубина 2500 мм, ширина 2000 мм, объем — 10 м^3 [18, 0.46].

В соответствии с санитарными нормами параметры воздуха [4, 12, 17], уровни звукового давления [16, 19, 21] и вибрации [2, 13] в кабине не должны превышать допустимых значений. Обеспечение этих требований достигается соответствующей герметизацией кабины, установкой регулируемых отопителей, вентиляторов, кондиционеров, виброгасящих устройств.

Для работы в горячих цехах или в жаркое летнее время рекомендуется обеспечивать подачу наружного воздуха в кабину с помощью кондиционера. При отсутствии кондиционеров кабины должны быть оборудованы устройствами для обмена воздуха (вентиляционные лючки, заслонки и т. п.). Пол, потолок, стены и двери кабины должны быть утеплены и звукоизолированы, например с помощью мипоры, теплоизоляционных плит (см. табл. I.1.13). При необходимости кабину защищают от интенсивного теплоизлучения, для чего устанавливают дополнительные экраны, асбестовые плиты и т. п. Интенсивность лучистого потока через стекла не должна превышать $350\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ [18].

Для большинства кранов наиболее простое средство снижения уровня общей вибрации и звукового давления в кабине — установка амортизирующих прокладок (резиновых, сайлент-блоков и т. п.) в местах крепления кабины к основной металлоконструкции крана. На некоторых высокоскоростных большепролетных кранах мостового типа вследствие изгибных колебаний металлоконструкций моста, неравномерного изнашивания ходовых колес и других факторов кабине (при установке ее на тележке или в центре моста) передается вибрация повышенной интенсивности. Этот недостаток устраняется демпфированной подвеской кабины или установкой виброизолирующего сиденья [3, 22—25], при этом улучшается и звукоизоляция.

Общая освещенность кабины должна быть не менее 50 лк на высоте 1200 мм от уровня пола [10].

Рекомендуется оборудовать кабину шкафом для одежды и документации, бытовыми приборами для подогрева пищи и т. п. Обязательно наличие аптечки, огнетушителя.

В кабине размещают только самые необходимые устройства и приборы для управления краном и выдачи информации о работе механизмов и электрооборудования. К числу основных устройств относится кресло-пульт, включающий в себя кресло крановщика, рычаги, педали, кнопочные посты управления, информационные приборы. Рекомендуемые размеры кресла крановщика, его расположение относительно рычагов и педалей управления четырьмя механизмами приведены на рис. III.5.2. Установочные размеры $A_1\text{--}A_5$ подлежат обязательной регулировке. Установка подлокотников на кресле позволяет снизить утомляемость крановщика; при необходимости подлокотники должны убираться вниз или в сторону. Если при наблюдении за грузом приходится смотреть вверх более 20 % машинного времени работы крана в течение восьмичасовой смены, рекомендуется устанавливать на кресло подголовник. Допустимые усилия на органы управления в зависимости от частоты их использования приведены в табл. III.5.1. Символы обозначений органов управления должны соответствовать установленным требованиям [20].

К информационным приборам, устанавливаемым непосредственно на пульте и на стенах кабины, относятся приборы

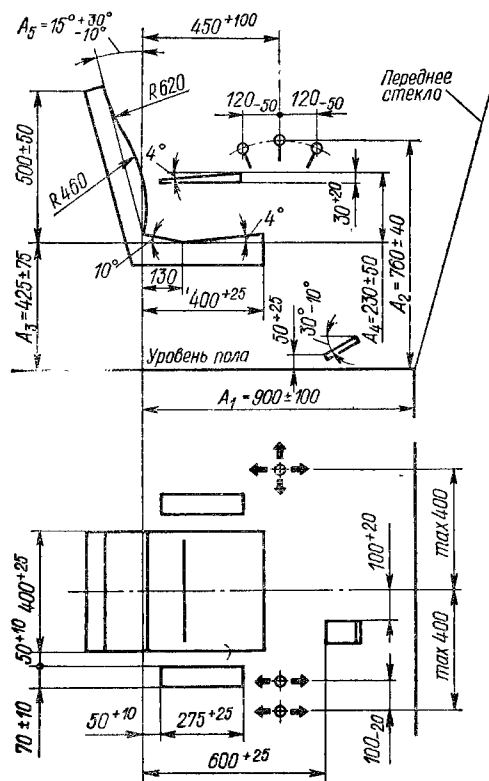


Рис. III.5.2. Рекомендуемые размеры кресла крановщика и расположение рычагов и педалей управления (115, 161, Ленинградский филиал ВНИИТЭ, ПО «Ленподъемтрансмаш»)

световой, звуковой или цифровой индикации готовности к работе и срабатывания разного рода ограничителей (например, грузоподъемности или грузового момента, скорости ветра); указатели текущих значений высот, пролета, вылета; переключатели режимов работ (например, на перегрузочных кранах — или с грейфером, или с крюковой подвеской, или с магнитной шайбой); уведомляющие приборы (вольтметр, амперметр и т. п.). В кабине обязательно устанавливают аварийный выключатель электропитания крана.

Масса кабин крановщика определяется условиями работы крана и составляет, включая кресло-пульт с электрооборудованием, в среднем 1400—1800 кг без учета специального оборудования (кондиционера, демпферной подвески, двойного остекления и т. п.).

III.15. Кабины оборудования

Кабины оборудования в большинстве случаев устанавливают на кранах, работающих на открытом воздухе, для защиты от атмосферных осадков механизмов и электрооборудования, для удобства их обслуживания и ремонта. Иногда для размещения электрооборудования на мостовых и козловых кранах используют

III.5.1. Допустимые усилия крановщика на органы управления [7, 15]

Частота использования органов управления в восьмичасовую смену раз	Усилие, Н не более	
	на рычагах управления (работа всей рукой, сидя)	на ножной педали (работа ступней, сидя)
Более 960	20	30
960—241	30	40
240—17 и менее	40	120

внутренний объем закрытой коробчатой балки моста, на порталных кранах — оголовка или ригеля портала, колонны. На крупногабаритных кранах электрооборудование (панели, сопротивления, трансформаторы и т. д.) чаще всего устанавливают в единой кабине с механизмами.

Более прогрессивной является компоновка электрооборудования в отдельной кабине. В этом случае сборка металлоконструкций и монтаж электрооборудования кабины производится на заводе-изготовителе.

Санитарно-технические нормы предъявляют к конструкциям кабин определенные требования. Постоянный шум и шум сигнализаторов не должны превышать нормированных значений. Освещенность рабочих мест в кабинах должна быть не менее 50 лк на высоте 1200 мм от уровня пола, проходов — не менее 30 лк. Должно быть предусмотрено ремонтное освещение на 36 В [10]. Конструкция кабин при необходимости должна обеспечивать снижение уровня радиопомех, излучаемых электрооборудованием крана, до допустимого уровня (табл. III.5.2).

Как правило, кабины не утепляют. Для условий холодного климата рекомендуются утепленные конструкции, особенно для кабин с электрооборудованием. У большинства кабин организована естественная вентиляция воздуха за счет открывающихся окон, жалюзи и т. п. Иногда устанавливают в кабинах систему принудительной вентиляции; такое решение особенно оправдывает себя в жаркое время на интенсивно работающих перегрузочных кранах.

Для производства ремонтных работ и технического обслуживания кабины оборудуют подвесными или передвижными таями, кран-балками грузоподъемностью от 0,5 до 2 т. Для демонтажа отдельных сборочных единиц оборудования предусматривают люки в крыше, в полу или в стенах кабин. Предусматривается также рабочее место для мелкого ремонта; здесь устанавливают верстак с тисками и инструментом.

По конструкции кабины разделяют на неразборные и разборные. Основные несущие элементы — каркас в виде вертикальных стоек, иногда со связями, и крыша.

Стойки и связи каркаса выполняют из труб, швеллеров и т. п. Крыша или цельнометаллическая — для небольших кабин, или состоит из нескольких секций. У разборных кабин стены состоят из отдельных щитов. В отдельных случаях вместо металлических щитов с окнами устанавливают щиты из пластмасс со светопропускающей способностью не менее 80 % по сравнению со стеклом. Пол кабины — это чаще всего

III.5.2. Допустимые значения напряженности поля радиопомех, излучаемых электрооборудованием крана [8]

Диапазон частот, МГц	Напряженность поля радиопомех, дБ (А)
Св. 0,15 до 0,5	60
» 0,5 » 2,5	54
» 2,5 » 300	46

основные металлоконструкции, например тележка мостового крана, поворотная платформа порталного крана. У разборных кабин элементы соединяются между собой с помощью болтов. Герметичность соединений обеспечивается установкой прокладок, предпочтительно из резины. Сварные соединения элементов металлоконструкций, находящихся во внутреннем объеме, выполняют прерывистыми швами, наружные — непрерывными, чтобы обеспечить влагонепроницаемость.

Размеры и масса кабин определяются габаритными размерами механизмов и оборудования и условиями их демонтажа или разборки. В среднем масса кабин составляет 120—180 кг на 1 м² площади пола.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булыгни В. И. Методика оценки обзорности кабин строительных машин// Охрана труда в строительстве/МИСИ. М., 1984. С. 103—115.
2. Вибрация. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.1.012—78. М.: Изд-во стандартов, 1978. 28 с.
3. Виброзащита рабочих на металлургических кранах большой грузоподъемности: Информ. листок № 236—85/ЦНИИТиП. Челябинск, 1983.
4. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования: ГОСТ 12.1.005—76. М.: Изд-во стандартов, 1978. 32 с.
5. Краны грузоподъемные. Кабина управления. Требования безопасности. ГОСТ 12.2.066—81 (СТ СЭВ 1717—79). М.: Изд-во стандартов, 1982. 3 с.
6. Кресло человека-оператора. Общие эргономические требования: ГОСТ 21889—76. М.: Изд-во стандартов, 1976. 5 с.
7. Оборудование производственное. Общие эргономические требования: ГОСТ 12.2.049—80. М.: Изд-во стандартов, 1980. 20 с.
8. Общесоюзные нормы допустимых радиопомех/Госкомиссия по радиочастотам СССР. М.: Связь, 1973. 17 с.
9. Пазельский Г. Н., Невзоров А. А., Портной Н. И. К оценке обзорности кабин башенных кранов//Тр. ин-та/ВНИИстройдормаш. 1979. Вып. 85. С. 47—54.
10. Правила устройства электроустановок. Раздел 6/Минэнерго СССР. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат. 1985. 640 с.
11. Рабочее место оператора. Взаимное расположение элементов рабочего места. Общие эргономические требования: ГОСТ 22269—76. М.: Изд-во стандартов, 1977. 3 с.
12. Руководящий технический материал. РТМ 24.090.35—77: Кабины мостовых и козловых электрических грузоподъемных кранов. Общие эргономические требования/ЦНИИТЭИтяжмаш. М., 1977. 14 с.
13. Руководящий технический материал. РТМ 24.090.58—79: Методика определения уровня вибрации в кабинах/ЦНИИТЭИтяжмаш. М., 1980. 31 с.
14. Руководящий технический материал. РТМ 24.090.09—77: Пульты управления. Взаимное расположение сиденья крановщика и рукояток управления. Основные размеры/ЦНИИТЭИтяжмаш. М.: 1977. 17 с.
15. Рычаги управления. Общие эргономические требования: ГОСТ 21753—76. М.: Изд-во стандартов, 1977. 4 с.
16. Санитарные нормы допустимых уровней шума на рабочих местах (№ 3223—85)/Минздрав СССР. М., 1985. 15 с.

17. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий (№ 245—71)/Минздрав СССР. М., 1971. 96 с.

18. Санитарные правила по устройству и оборудованию кабин машинистов кранов (№ 1204—74)/Минздрав СССР. М., 1975. 6 с.

19. Сигнализаторы звуковые речевых сообщений. Общие эргономические требования: ГОСТ 21786—76. М.: Изд-во стандартов, 1977. 4 с.

20. Органы управления производственным оборудованием. Обозначения: ГОСТ 12.4.040—78. М.: Изд-во стандартов, 1978. 10 с.

21. Шум. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.1.003—83. М.: Изд-во стандартов, 1983. 7 с.

22. Экспериментальное определение уровня вибрации элементов мостового крана/А. В. Бук, А. М. Захезин, В. И. Михайлов и др.//Тр. ин-та/Челяб. политехн. ин-т. 1981, № 259. С. 113—115.

23. Ergonomie und Komfortansprüche im Mittelpunkt der Entwicklung einer neuen Krankkabine//Dtsch. Hebe- und Fördertechn. 1980, 26, N 9. S. 28—29.

24. Flaig Heinz. Schwingungsdämpfung für Krankablen//VDI-Z. 1982, 124, N 9. S. 341—344.

25. Hannover H. O. Schwingungen an Krananlagen Auswirkungen auf Funktion und Bedienungskomfort//TU. 1981, 22, N 7—8. S. 285—290.

Глава 6

Крановые пути

III.16. Крановые пути зданий и эстакад

Крановые пути проектируются специализированными строительными организациями в соответствии с Правилами Госгортехнадзора [О.51], Нормами СН 78—79, СНиП II-23—81 и другими отраслевыми нормативными материалами. Нагрузки, создаваемые кранами, во многих случаях оказывают определяющее влияние на конструкцию несущего строения. Так, крановые нагрузки на каркас одноэтажных промышленных зданий в 5—10 раз превышают нагрузки от веса ограждающих конструкций [3]. Кроме того, они имеют циклический характер и потому значительно более опасны. С позиции надежности кран и крановый путь образуют единую сложную систему, нагруженность и долговечность элементов которой в значительной степени зависят от точности изготовления и жесткости самого пути, металлической конструкции крана и его ходовой части [13, 22].

В качестве подкрановых конструкций для мостовых кранов чаще всего используют разрезные стальные балки двутаврового составного сечения [8, 12] или в отдельных случаях неразрезные балки, дающие некоторую экономию веса, но менее удобные при монтаже и ремонте. Применяют также подкрановые фермы или подкраново-подстропильные конструкции [12]. Для обеспечения

III.6.1. Типы и размеры рельсов для мостовых кранов и их тележек [17]

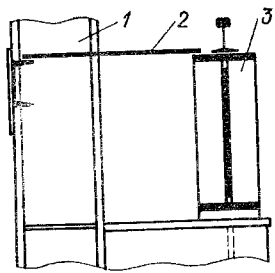


Рис. III.6.1. Крепление подкрановой балки:
1 — колонна; 2 — тормозная балка; 3 — балка

Нагрузка на колесо, кН, не более	Форма головки рельса	
	закругленная	плоская
50	P18	40
100	P38	50
160	P38	60
200	KP50; P43	60
250	KP50; P43	70
320	KP70; P43	80
500	KP80; P50	90
800	KP120; P65	100
1000	KP140	120

Примечание. При закругленной форме головки рельса указан его тип, при плоской — размер в мм.

горизонтальной жесткости подкрановых балок и ферм к их ездовым поясам присоединяют специальные настилы, тормозные балки или фермы. Для кранов групп режима работы 6К—8К, а также для путей, работающих при температурах ниже -40°C , используют листовые тормозные балки (рис. III.6.1).

Для крановых путей применяют железнодорожные или крановые рельсы, в отдельных случаях — рельсы прямоугольного сечения (см. т. 2, п. V.8). Типы и размеры рельсов должны быть не меньше рекомендованных в табл. III.6.1. Крепление рельсов, как правило, делают разъемным [21]. Для крановых рельсов KP70—KP120 используют крепление прижимными планками по ГОСТ 24741—81 (рис. III.6.2, а) с шагом 600—750 мм. Прижимы можно также устанавливать по схемам на рис. III.6.2, б, в. Для установки железнодорожного рельса на бетонных балках могут использоваться железнодорожные крепления (рис. III.6.2, г) [18]. В тех случаях, когда рельс загружен не интенсивно и редко требует замены, можно применять неразъемное крепление (рис. III.6.2, д). На подкрановых балках с небольшой шириной верхнего пояса для кранов групп режима работы 1К—3К рельс может быть закреплен крюками (рис. III.6.2, е). Пары крюков располагают с шагом 750 мм.

Повышение долговечности подкрановых балок обеспечивают специальные типы крепления рельсов, например с клиновидной подкладкой под рельсом (рис. III.6.2, ж) [10]. Применение упругой прокладки (рис. III.6.2, з) снижает местные сжимающие напряжения в стенке и уменьшает динамические нагрузки при проходе колеса через стык рельсов. Прокладка состоит из слоя резины (прорезиненной транспортной ленты) толщиной 4—6 мм, приклеенной к стальной полосе толщиной 2 мм [9, 20]. Упругая прокладка может иметь в центре жесткое продольное включение

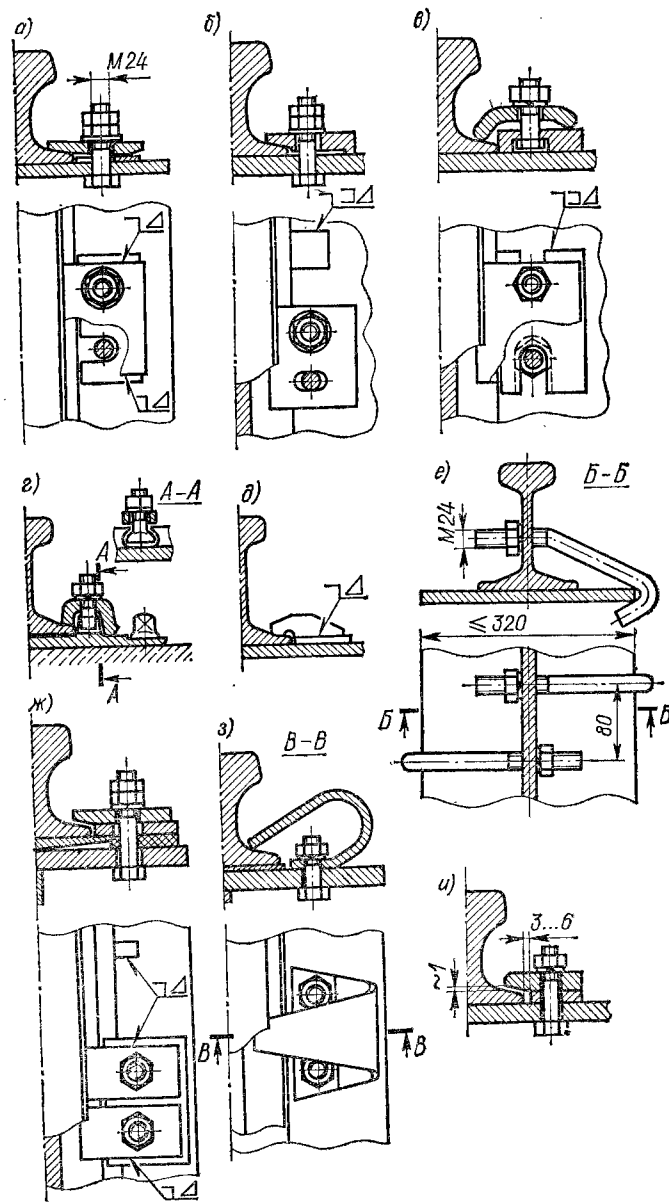


Рис. III.6.2. Типы креплений железнодорожных и крановых рельсов

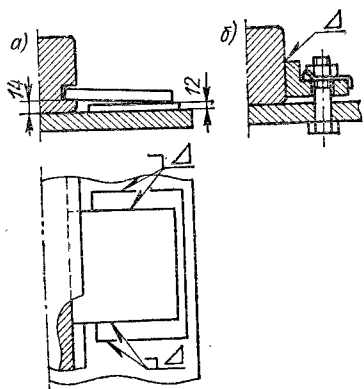


Рис. III.6.8. Типы креплений рельсов прямого углового сечения

в виде стальной или пластмассовой полоски, обеспечивающее передачу вертикальной нагрузки по оси стенки (пат. № 1506535, ФРГ). Для фиксации рельса, опертого на упругую прокладку, применяют пружинное крепление. Использование «плавающих» креплений (рис. III.6.2, и) для кранов группы режима работы 6К—8К способствует уменьшению изнашивания колес и рельсов

[24], но может приводить к некоторому изнашиванию поясного листа под рельсом.

Рельсы прямоугольного сечения, предназначенные для кранов групп режима работы 1К—3К, могут присоединяться к балке сварными швами, планками (рис. III.6.3, а) или болтами (рис. III.6.3, б). Стыки рельсов следует сваривать. В тех случаях, когда сварка невозможна, стыки необходимо соединять накладками. Для снижения динамических нагрузок при движении крана целесообразно устраивать косые стыки под углом 45°. Допуски и предельные отклонения размеров крановых путей по нормам Госгортехнадзора [0.51] приведены в табл. III.6.2. Допуски, устанавливаемые инструкцией VDI 3567, приведены в работе [23]. Методика контроля геометрических параметров пути и метрологическое обеспечение рассмотрены в работах [5, 19].

Расчет подкрановых конструкций выполняют по Нормам [0.60, 0.61], см. также [6, 12]. Относительные прогибы подкрановых балок и ферм, согласно [0.61], не должны превышать следующих предельных значений (l — пролет подкрановой конструкции):

Режим работы крана . . .	1К—3К	4К—5К	6К—8К
l/l	1/400	1/500	1/600

Расчет на сопротивление усталости сварного соединения стенки подкрановой балки с верхним поясом с учетом местного влияния нагрузок от ходовых колес см. в разд. III, гл. 1. Долговечность подрельсового узла существенно снижается с увеличением горизонтальных нагрузок и смещением рельса относительно оси стенки. СНиП III-18—75), а в процессе эксплуатации не более 20 мм [16]. По рекомендации [24] допускается смещение не более 0,75 δ_c (δ_c — толщина стенки под рельсом). Снижение нагруженности подрельсового узла и повышение его сопротивления усталости обеспечивают усовершенствованные схемы установки рельса

III.6.2. Допуски и предельные отклонения размеров крановых путей, мм [0.51]

Кран	Разность отметок головок рельсов		Разность отметок крановых рельсов на соседних колоннах	Отклонение расстояния между осями крановых рельсов	Взаимное смещение торцов стыкуемых рельсов в плане и по высоте	Отклонение рельсов от прямой линии ¹	Зазоры в стыках рельсов ²
	в одном поперечном сечении	на длине 10 м кранового пути (общая)					
Мостовой: при укладке	(15/20) ³	—	(10) ⁴ ; ($l/1000$, не более 15) ⁵ (15) ⁴ ; (20) ⁵	10	2	15	4
» эксплуатационный	(20/25) ³	—	—	15	3	20	4
Башенный ⁶ : при укладке	20—25 ⁸	40	—	5	2	—	6
» эксплуатационный	25—60 ⁸	100	—	10	3	—	6
Козловой ⁷ : при укладке	10	20	—	8	1	15	6
» эксплуатационный	15	30	—	12	2	20	6
Портальный: при укладке	15	15	—	5	1	15	6
» эксплуатационный	30	20	—	10	3	20	6
Мостовой перегружатель: при укладке	20	20	—	30	1	15	6
» эксплуатационный	30	30	—	40	2	20	6

¹ Для мостовых кранов — на участке 40 м, для остальных — 30 м. ² При температуре 0 °С и длине рельса 12,5 м. При изменении температуры на 10 °С допуск на зазор изменяется на 1,5 мм. ³ В числителе — значения на опорах, в знаменателе — в пролете; согласно работе [23], допуск не превышает 10 мм. ⁴ При расстоянии между колоннами $l \leq 10$ м. ⁵ При $l > 10$ м. ⁶ Приведенные в таблице данные распространяются на пути башенных кранов, не отраженные в инструкции СН 78—79. ⁷ Допуски для путей козловых кранов пролетом более 30 м принимаются по нормам для мостовых перегружателей. ⁸ Под нагрузкой для колеи 2,5—6 м.

(см. рис. III.6.2, ж—и) или специальные конструкции балок (рис. III.6.4).

Крановые пути для подвешенного подъемно-транспортного оборудования обычно выполняют в виде неразрезных балок из двутавров типа М по ГОСТ 19425—74* или ГОСТ 8239—72* (см. разд. IV, гл. 2) [12, 14]. Расчет этих балок на прочность с учетом местного влияния нагрузок от ходовых колес см. в разд. III, гл. 1. Предельные отклонения размеров путей установлены

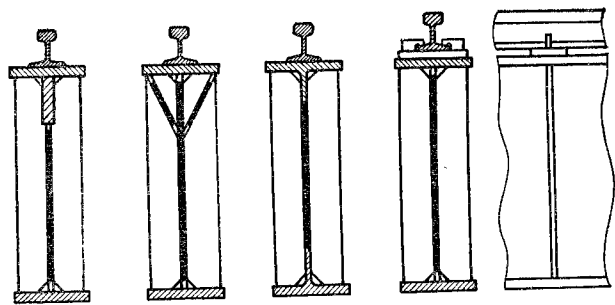


Рис. III.6.4. Конструкции подкрановых балок повышенной долговечности

Правилами [О.51] и ГОСТ 7890—84 Е. Прогибы балок, несущих подвесные краны, не должны превышать 1/500 их пролета [12].

Пути для консольных кранов имеют три нитки рельсов, они крепятся на колоннах и создают значительные горизонтальные нагрузки на каркас здания [2, 12].

III.17. Наземные крановые пути

Наземный крановый путь (рис. III.6.5) состоит из нижнего строения, включающего земляное полотно 1 и водоотвод 5, и верхнего строения, в которое входят балластная призма 4, опорные рельсовые элементы 3 (шпалы, балки и т. п.), рельсовые скрепления и тупиковые упоры. Правила устройства путей для строительных башенных кранов с нагрузкой на колесо до 280 кН, а также для восьмиколесных кранов с нагрузкой до 300 кН регламентированы Нормами [7]. Эти пути для обеспечения возможности быстрой перебазировки обычно изготавливают в виде инвентарных звеньев на деревянных шпалах, деревометаллических рамах (рис. III.6.6, а) или железобетонных балках (рис. III.6.6, б) [7]. Для кранов с нагрузкой на колесо до 320 кН применяют путь на металлических рамах (рис. III.6.6, в) [О.7, 1, 4]. Две нитки путей связывают поперечными стяжками.

Для башенных кранов применяют железнодорожные рельсы Р43—Р65, которые обычно крепят прижимными планками (см.

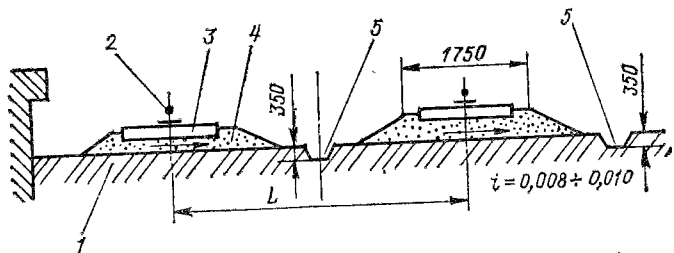


Рис. III.6.5. Строение рельсового пути (L — колея крана)

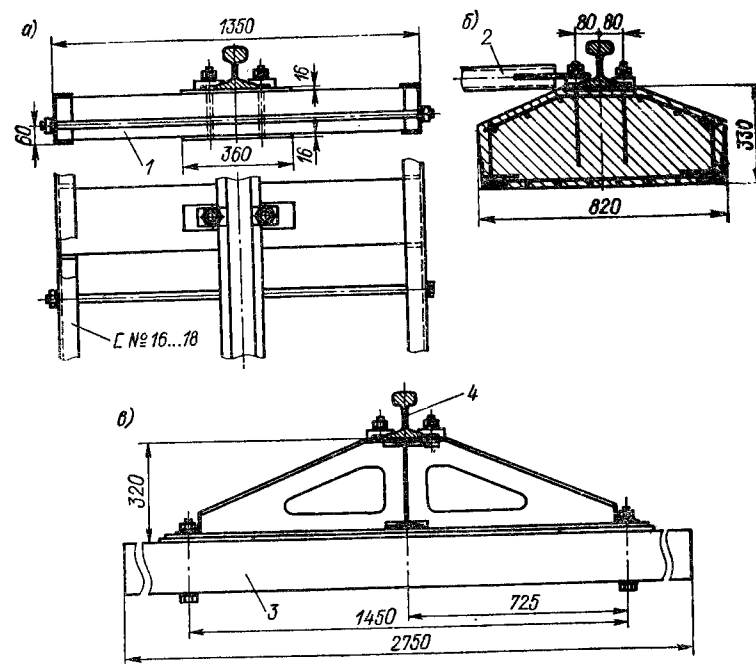


Рис. III.6.6. Крановые пути для башенных кранов: а — на деревометаллических рамах конструкции Главмостроя; б — на бетонных балках; в — на металлических рамах конструкции ВНИИстройдормаша; 1 — полушпала типа 1А; 2 — стяжка из трубы; 3 — шпала типа 1А; 4 — рельс Р50

рис. III.6.2, б) [7]. На деревянные шпалы и бетонные балки в местах опирания рельса устанавливают стальные подкладки.

Допустимые значения износа головки рельса указаны в табл. III.6.3 [7], см. также рис. III.6.7. Пути для строительных башенных кранов с нагрузкой на колесо не более 280 кН и для восьмиколесных кранов с нагрузкой на колесо до 300 кН [7] должны иметь продольный уклон не более 0,003 и поперечный не более 0,004. Отклонение рельса от прямой линии, измеряемое на базе 10 м, не должно превышать 20 мм для кранов с жесткой ходовой рамой и 25 мм для кранов с балансирными тележками. Смещение рельсов в стыке допускается до 2 мм по горизонтали и до 3 мм по вертикали. Зазор в стыке не должен превышать 12 мм. Нормы допустимых отклонений для путей башенных кранов других типов приведены в табл. III.6.2.

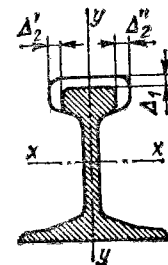


Рис. III.6.7. Схема изнашивания рельса

III.6.3. Допустимый износ рельса, мм

Тип рельса	Вид изнашивания (рис. III.6.7)			Тип рельса	Вид изнашивания (рис. III.6.7)		
	$[\Delta_1]$	$[\Delta_2' + \Delta_2'']$	$[\delta_2]$		$[\Delta_1]$	$[\Delta_2' + \Delta_2'']$	$[\delta_2]$
P38	4	10	8	P50	9	11	9
P43	8	10	8	P65	10	13	11

Примечание. Здесь $\delta_2 = \Delta_1 + 0,5 (\Delta_2' + \Delta_2'')$ — приведенный износ.

Пути для порталных и козловых кранов с нагрузкой на колесо до 300 кН по конструкции в основном аналогичны путям башенных кранов, но не имеют стяжек между рельсами. Крепления рельсов выполняют по схемам на рис. III.6.2, б, г, в качестве балласта применяют щебень или дробленый гравий [О.1]. Постоянные пути устанавливаются на железобетонных балках. Используя более мощный рельс, например КР120, и размещая его на монолитном бетонном основании, можно создавать пути, воспринимающие нагрузки на колеса до 800 кН на каждое (рис. III.6.8). Предельные отклонения для наземных крановых путей приведены в табл. III.6.2. Устройство тупиковых упоров наземных путей и правила их установки см. в работах [О.1, 1, 7].

Рельс, лежащий на шпальном основании, рассчитывают на изгиб как балку бесконечной длины на сплошном винклеровском упругом основании. При действии на рельс нагрузок (P_i) от нескольких близко расположенных колес напряжения изгиба в рельсе под колесом, создающим усилие P_1 , вычисляют по формуле [1, 11]

$$\sigma_{из} = \sum_{i=1}^n (P_i \mu_i) / (4W_x \beta) \leq [\sigma_{из}],$$

где n — число колес под одной опорой крана; $\mu_i = \mu(\beta x_i)$ (рис. III.6.9), причем $\mu_1 = 1$; x_i — расстояние между точками приложения нагрузок P_i и P_1 (рис. III.6.9); $\beta = [U/(4EJ_x)]^{1/4}$;

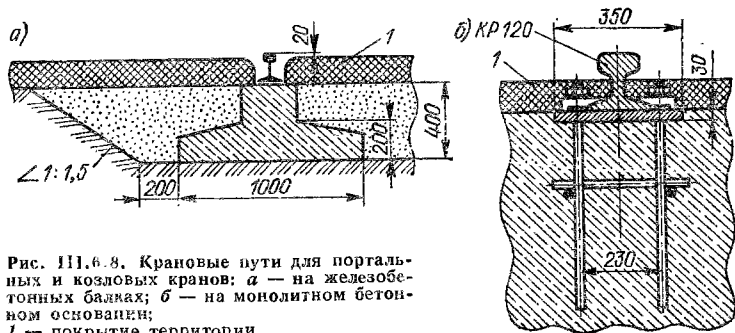


Рис. III.6.8. Крановые пути для порталных и козловых кранов: а — на железобетонных балках; б — на монолитном бетонном основании; 1 — покрытие территории

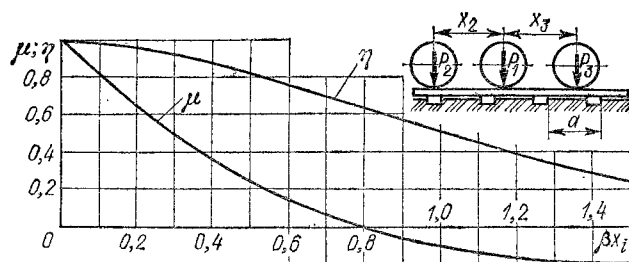


Рис. III.6.9. К расчету прочности рельса и податливости кранового пути

III.6.4. Модуль упругости рельсового основания по СН 78—79, МПа

Опорный элемент	$a, м$ (рис. III.6.9)	Балласт	
		песчаный	щебечный
Деревянные полушпалы	0,7	6,0	10,5
	0,5	8,5	14,5
Деревометаллические рамы	0,7	8,0	12,5
	0,5	11,5	17,5
Железобетонные полушпалы	—	12,0	

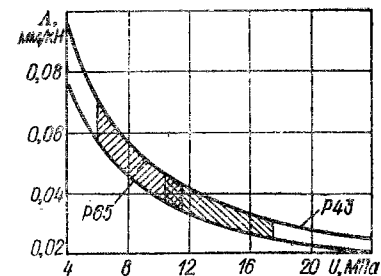


Рис. III.6.10. Податливость наземного кранового пути в зависимости от модуля упругости основания

U — модуль упругости основания (табл. III.6.4); $E = 2,1 \times 10^5$ МПа — модуль упругости рельсовой стали; J_x, W_x — момент инерции и момент сопротивления рельса с учетом его допустимого износа (см. рис. III.6.7); $[\sigma_{из}]$ — см. формулу (III.1.86).

Распределение нагрузок между ходовыми колесами башенных, порталных и некоторых других кранов существенно зависит от податливости рельсового пути. По той же расчетной схеме податливость пути под нагрузкой P_1

$$\Delta = 0,35 \left(\sum_{i=1}^n \gamma_i \eta_i \right) / (EJ_x U)^{1/4}, \quad (III.6.1)$$

где $\gamma_i = P_i/P_1$; $\eta_i = \eta(\beta x_i)$ (рис. III.6.9), причем $\eta_1 = 1$.

Результаты расчета по формуле (III.6.1) при $n = 1$ для путей с рельсами P43 и P65 показаны на рис. III.6.10, там же даны зоны, соответствующие различным балластным основаниям по табл. III.6.4. Фактически податливость наземных крановых путей зависит также от ряда других факторов. Экспериментально установлено, что по мере старения податливость пути на шпальном основании увеличивается в два-три раза [15], а в зимних условиях снижается в два-три раза [18]. Замеры на путях с ме-

таллическими рамами (рис. III.6.9, б) показали $\Delta = 0,03$ мм/кН [4]. Пути для башенных кранов должны иметь $\Delta \leq 0,05$ мм/кН [О.7]. Податливость путей на сплошном бетонном основании пренебрежимо мала по сравнению с податливостью металлоконструкции крана.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альперович А. И., Полосин М. Д., Поляков В. И. Устройство и эксплуатация подкрановых путей на строительстве. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1975. 263 с.
2. Андреев Э. В. Динамические нагрузки в системе «Консольный кран — подкрановые пути» при подъеме и опускании груза//Тр. ин-та/ВНИИПТмаш. 1984. С. 147—159.
3. Балицкий В. С. Прогрессивные технические решения в промышленном строительстве Украинской ССР//Пром. стр-во. 1984. № 8. С. 5—7.
4. Волин Л. М., Казулин Н. Т. Исследование специальных путей для тяжелых кранов//Тр. ин-та/ВНИИстройдормаш. 1974. Вып. 63. С. 64—67.
5. Ганьшин В. Н., Репалов И. М. Геодезические работы при строительстве и эксплуатации подкрановых путей. М.: Недра, 1980. 120 с.
6. Динамический расчет сооружений на специальные воздействия/М. Ф. Барштейн, Н. М. Бородачев, Л. Х. Блюмина и др.; Под ред. Б. Г. Коренева, И. М. Рабиновича. М.: Стройиздат, 1981. 215 с.
7. Инструкция по устройству, эксплуатации и перебазированию рельсовых путей строительных башенных кранов: СН 78—79. М.: Стройиздат, 1980. 77 с.
8. Каплуи Я. А. Стальные конструкции из широкополочных двутавров и тавров. М.: Стройиздат, 1981. 143 с.
9. Кикин А. И., Сабуров В. Ф. Исследование подкранового пути на низко-модульных прокладках//Пром. стр-во. 1975. № 8. С. 40—42.
10. Киневский А. И. Эффективность подкрановых путей с тангенциальными подрельсовыми подкладками//Пром. стр-во. 1983. № 10. С. 44—45.
11. Ковальский Б. С. Расчет крановых рельсов//Подъемно-трансп. оборудование: Респ. межвед. сб./1978. № 9. С. 3—9.
12. Металлические конструкции/Под ред. И. П. Мельникова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1980. 776 с.
13. Повышение долговечности металлических конструкций промышленных зданий/А. И. Кикин, А. А. Васильев, Б. Н. Кошутин и др.; Под. общ. ред. А. И. Кикина. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1984. 301 с.
14. Пятницкий А. А. Статистическое обследование работы подвесных од-нобалочных кранов//Вестник машиностроения. 1981. № 2. С. 27—29.
15. Резников В. Б. Фактические нагрузки на спорно-ходсее части порзель-ного крана и требования к точности укладки подкрановых путей по высоте//Реч. трансп. 1961. № 4. С. 20—23.
16. Руководство по эксплуатации строительных конструкций производствен-ных зданий промышленных предприятий. М.: Стройиздат, 1981. 57 с.
17. Руководящий технический материал. РТМ 24.090.54—79: Краны грузо-подъемные мостовые и козловые: Нормы проектирования/ ВНИИПТмаш. М., 1979. 56 с.
18. Справочник инженера-путейца. В 2-х т. Т. 1/Под ред. В. В. Басилова и М. А. Чернышева. М.: Транспорт, 1972. 767 с.
19. Трутенъ В. А. Метрологическое обеспечение основных размерных пара-метров кранов и подкрановых путей//Тез. докл. 3-й региональной науч.-техн.

конф. «Основ. направления науч.-техн. прогресса в создании и эксплуатации кранов». Артем, 1979. С. 126—128.

20. Шишов К. А. Резиновые армированные прокладки для крановых рель-сов//Пром. стр-во. 1970. № 7. С. 35—38.
21. Якушев А. М. Крепления рельсов под краны с тяжелым режимом ра-боты//Пром. стр-во. 1966. № 10. С. 25—27.
22. Berkelder A. G. J. Kranbahn-Entwurf unter besonderer Berücksichtigung der Wechselbeziehungen zwischen Kran und Kranbahn//Dtsch. Hebe- und Förder technik. 1984. V. 30, N 11. S. 21—26.
23. Hapfover H. O. Maßgrenzwerte für Krananlagen und Methoden zum Über-prüfen//Maschinenmarkt. 1977. H. 83, N 21. S. 353—357.
24. Ricker D. T. Tips for Avoiding Crane Runway Problems//Eng. J. Ameri-can Inst. of Steel Construction Fourth Quarter. 1982. P. 181—205.

ОБЩИЙ СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- О.1. Абрамович И. И., Котельников Г. А. Козловые краны общего назна-чения. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1983. 232 с.
- О.2. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. 6-е изд. М.: Высш. шк., 1985. 520 с.
- О.3. Александров М. П. Тормоза подъемно-транспортных машин. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1976. 388 с.
- О.4. Александров М. П., Лысяков А. Г., Федосеев В. Н. Тормозные устрой-ства: Справ./Под общ. ред. М. П. Александрова. М.: Машиностроение, 1985. 311 с.
- О.5. Андреев В. П., Сабинин Ю. А. Основы электропривода. М.; Л.: Гос-энергоиздат, 1963. 772 с.
- О.6. Артемьев П. П., Брауде В. И., Гаранин Н. П. Грузоподъемные машины на речном транспорте. М.: Транспорт, 1981. 246 с.
- О.7. Башенные краны/Л. А. Невзоров, А. А. Зарецкий, Л. М. Во-ли и др. М.: Машиностроение, 1979. 292 с.
- О.8. Беляев Л. М. Монтаж подъемно-транспортных механизмов. М.: Строй-издат, 1983. 192 с.
- О.9. Богинский К. С., Зотов Ф. С., Николаевский Г. М. Мостовые и метал-лургические краны. М.: Машиностроение, 1970. 300 с.
- О.10. Богуславский П. Е. Металлические конструкции грузоподъемных машин и сооружений. М.: Машгиз, 1961. 519 с.
- О.11. Брауде В. И. Вероятностные методы расчета грузоподъемных машин. Л.: Машиностроение, 1978. 231 с.
- О.12. Брауде В. И., Семенов Л. И. Надежность подъемно-транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1986. 182 с.
- О.13. Брауде В. И., Тер-Мхитаров М. С. Системные методы расчета грузо-подъемных машин. Л.: Машиностроение, 1985. 181 с.
- О.14. Вайнсон А. А. Строительные краны. М.: Машиностроение, 1969. 488 с.
- О.15. Вайнсон А. А., Андреев А. Ф. Крановые грузозахватные устройства: Справ. М.: Машиностроение, 1982. 303 с.
- О.16. Вершинский А. В. Технологичность и несущая способность крановых металлоконструкций. М.: Машиностроение, 1984. 167 с.
- О.17. Вершинский А. В., Гохберг М. М., Семенов В. П. Строительная меха-ника и металлические конструкции: Учебник для вузов/Под общ. ред. М. М. Го-хберга. М.; Л.: Машиностроение, 1984. 231 с.
- О.18. Вешеневский С. Н. Характеристики двигателей в электроприводе. М.: Энергия, 1967. 472 с.
- О.19. Вопросы теории подъемно-транспортных машин. Москва; Свердловск: Машгиз; Машиностроение, 1950—1975. (Сб. статей/Урал. политехн. ин-т).

- О.20. Гжиров Р. И. Краткий справочник конструктора. Л.: Машиностроение, 1983. 464 с.
- О.21. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. 3-е изд. М.; Л.: Машиностроение, 1976. 454 с.
- О.22. Грузоподъемные краны/Г. Пайер, М. Шеффлер, Х. Кильхорн и др. Пер. с нем. Кн. 1. М.: Машиностроение, 1981. 216 с.
- О.23. Грузоподъемные машины/М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов и др. М.: Машиностроение, 1986. 395 с.
- О.24. Дранников В. Г., Звягин И. Е. Автоматизированный электропривод подъемно-транспортных машин. М.: Высш. шк., 1973. 280 с.
- О.25. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. 4-е изд. М.; Л.: Машиностроение, 1966. 484 с.
- О.26. Дукельский А. И. Портовые грузоподъемные машины. 2-е изд. М.: Транспорт, 1970. 439 с.
- О.27. Журавлев В. Н., Николаева О. П. Машиностроительные стали: Справ. М.: Машиностроение, 1981. 391 с.
- О.28. Зерцалов А. И. Краны с жестким подвесом груза. М.: Машиностроение, 1979. 191 с.
- О.29. Зерцалов А. И., Певзнер Б. И. Краны-штабелеры. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1986. 320 с.
- О.30. Ивашков И. И. Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1981. 336 с.
- О.31. Казак С. А. Динамика мостовых кранов. М.: Машиностроение, 1968. 331 с.
- О.32. Камнев Г. Ф., Кипарский Г. Р., Балин В. М. Подъемно-транспортные машины и палубные механизмы. Л.: Судостроение, 1976. 312 с.
- О.33. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины/Харьк. высш. командно-инж. уч-ще. Харьков, 1963—1969. Вып.: Передвижение кранов. 216 с.; Вып.: Расчет деталей на местное сжатие. 222 с.; Вып.: Расчеты деталей машин и элементов сооружений. 130 с.; Вып.: Барабаны грузоподъемных машин. 163 с.
- О.34. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины/Харьк. высш. авиац.-инж. воен. уч-ще. Харьков, 1961. Вып.: Канаты, блоки, барабаны. 88 с.; Вып.: Крюки, петли, проушины. 61 с.; Вып.: Крановые пути. 47 с.
- О.35. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 206 с.
- О.36. Концевой Е. М., Розенштейн Б. М. Ремонт крановых металлоконструкций. М.: Машиностроение, 1979. 206 с.
- О.37. Косилова А. Г., Сухов М. Ф. Технология производства подъемно-транспортных машин. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 301 с.
- О.38. Кох П. И., Нещеретный П. М., Чекулаев В. А. Козловые краны для гидроэлектростанций. М.: Машиностроение, 1972. 168 с.
- О.39. Кубланов Н. П., Спеиглер И. Е. Строительная механика и металлические конструкции кранов. Киев: Будівельник, 1968. 268 с.
- О.40. Ланг А. Г., Мазовер И. С., Майзель В. С. Портальные краны. 2-е изд. М.; Л.: Машгиз, 1962. 284 с.
- О.41. Лезитин Б. С., Вэрояцов Г. А. Применение алюминиевых сплавов в крановых металлоконструкциях. М.: Машиностроение, 1969. 263 с.
- О.42. Мостовые перегружатели/Б. В. Беглов, П. И. Кох, В. И. Онщенко и др. М.: Машиностроение, 1974. 224 с.
- О.43. Мышкин В. Г. Автомобильные краны. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1967. 275 с.
- О.44. Наладка и испытания портовых кранов/В. И. Брауде, Ю. А. Бровцов и др., Н. Я. Розовский, Ю. В. Силиков. М.: Транспорт, 1984. 110 с.
- О.45. Один И. М. Инженерные задачи расчета крановых металлоконструкций. М.: Машиностроение, 1972. 119 с.
- О.46. Павлов Н. Г. Примеры расчета кранов. 4-е изд. Л.: Машиностроение, 1976. 319 с.
- О.47. Петухов П. З., Ксюнин Г. П., Серлин Л. Г. Специальные краны. М.: Машиностроение, 1985. 248 с.

- О.48. Пладис Ф. А., Шкурин В. А., Сурмаев Г. Э. Контейнеры: Справ./Под общ. ред. В. А. Шкурина. М.: Машиностроение, 1981. 191 с.
- О.49. Подвесные канатные дороги/М. Б. Беркман, Г. Н. Бовский, Г. Г. Куйбида, Ю. С. Леонтьев. М.: Машиностроение, 1984. 246 с.
- О.50. Правила по конвенционному оборудованию морских судов. Правила по грузоподъемным устройствам морских судов. Правила о грузовой марке/Регистр СССР. Л.: Транспорт, 1981. 270 с.
- О.51. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов/Госгортехнадзор. М.: Металлургия, 1983. 173 с.
- О.52. Прошии А. С. Монтажные краны электростанций. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1973. 246 с.
- О.53. Расчеты крановых механизмов и их деталей. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1971. 496 с. (Сб. науч. тр./ВНИИПТмаш).
- О.54. Расчеты металлургических кранов/С. А. Казак, В. И. Котов, П. З. Петухов, В. Н. Суторихин. М.: Машиностроение, 1973. 264 с.
- О.55. Рачков Е. В., Силиков Ю. В. Подъемно-транспортные машины и механизмы речных портов. М.: Транспорт, 1979. 326 с.
- О.56. Самойлович П. А., Скоморовский Р. В. Техническая эксплуатация и монтаж портовых подъемно-транспортных машин. 2-е изд. М.: Транспорт, 1978. 335 с.
- О.57. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.
- О.58. Справочник по кранам/Под ред. А. И. Дукельского. Т.1. М.; Л.: Машиностроение, 1971. 399 с.
- О.59. Справочник по кранам/Под ред. А. И. Дукельского. Т. 2. М.; Л.: Машиностроение, 1973. 504 с.
- О.60. Строительные нормы и правила. СНиП II-6—74: Нормы проектирования. Нагрузки и воздействия. М.: Стройиздат, 1976. 29 с.
- О.61. Строительные нормы и правила. СНиП II-23—81: Нормы проектирования. Стальные конструкции. М.: Стройиздат, 1982. 93 с.
- О.62. Таубер Б. А. Грейферные механизмы. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1985. 267 с.
- О.63. Таубер Б. А. Подъемно-транспортные машины. 4-е изд. М.: Лесн. пром-сть, 1980. 456 с.
- О.64. Ташкинов В. А. Мостовые однобалочные краны (опорные кран-балки). М.: Машиностроение, 1974. 135 с.
- О.65. Технические условия погрузки и крепления грузов. М.: Транспорт, 1969. 231 с.
- О.66. Чернега В. И., Мазуренко И. Я. Краткий справочник по грузоподъемным машинам. Киев: Техніка, 1981. 360 с.
- О.67. Шабашов А. П., Лысяков А. Г. Мостовые краны общего назначения. 5-е изд. М.: Машиностроение, 1980. 304 с.
- О.68. Шеффлер М., Дрессиг Х., Курт Ф. Грузоподъемные краны/Пер. с нем. Кн. 2. М.: Машиностроение, 1981. 287 с.
- О.69. Шеффлер М., Пайер Г., Курт Ф. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин/Пер. с нем. М.: Машиностроение, 1980. 255 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
РАЗДЕЛ I	
ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ И НАГРУЗОК. ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ КРАНОВ	7
Глава 1. Характеристики материалов	
I.1. Стали для металлических конструкций (М. М. Гохберг)	20
I.2. Легкие сплавы для металлических конструкций (М. М. Гохберг)	23
I.3. Металлы для деталей крановых механизмов (С. А. Соколов)	33
I.4. Неметаллические материалы (С. А. Соколов)	41
Список литературы	42
Глава 2. Нагрузки	
I.5. Режимы работы и расчетные случаи нагружения (М. М. Гохберг)	49
I.6. Нагрузки весовые и технологические (М. М. Гохберг)	52
I.7. Нагрузки от ветра, снега и гололеда (М. М. Гохберг)	59
I.8. Нагрузки от сил инерции и качания груза на канатах (А. Н. Орлов)	76
I.9. Нагрузки от качки судна (А. Н. Орлов)	79
I.10. Нагрузки сейсмические, от температурных воздействий, взрывной волны и ударов буферов (М. М. Гохберг)	—
I.11. Нагрузки монтажные и транспортные (М. М. Гохберг)	82
Список литературы	85
Глава 3. Основы расчетов на прочность, жесткость и надежность	
I.12. Расчеты на прочность при постоянных напряжениях (М. М. Гохберг)	86
I.13. Расчеты на сопротивление усталости (М. М. Гохберг)	92
I.14. Определение запасов прочности (М. М. Гохберг)	94
I.15. Расчеты на жесткость (М. М. Гохберг)	95
I.16. Надежность, вероятностные методы расчета и система автоматизированного проектирования кранов (В. И. Брауде)	119
Список литературы	122
Глава 4. Расчет механизмов на прочность от действия постоянных и переменных во времени напряжений (А. Н. Орлов)	
I.17. Распределение нагрузок в звеньях механизмов	131
I.18. Расчетные нагрузки и допускаемые напряжения	133
Глава 5. Расчет металлических конструкций на прочность от действия постоянных и переменных во времени напряжений	
I.19. Общие положения (М. М. Гохберг и В. Н. Юшкевич)	164
I.20. Расчет по методу предельных состояний (М. М. Гохберг)	173
I.21. Расчет по методу допускаемых напряжений (М. М. Гохберг)	182
Список литературы	184
Глава 6. Общие расчеты кранов	
I.22. Устойчивость и остойчивость кранов (Л. Г. Серлин)	198
I.23. Нагрузки на опоры рельсового хода (Л. Г. Серлин)	202
I.24. Нагрузки на опоры безрельсового хода (Л. Г. Серлин)	206
I.25. Производительность крана (В. Ф. Сиротский)	212
I.26. Техничко-экономическое обоснование выбора параметров крана (В. Ф. Сиротский)	—

Список литературы	220
-----------------------------	-----

РАЗДЕЛ II ПРИВОДЫ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Глава 1. Электрический привод (И. Е. Звягин)	—
II.1. Выбор вида электропривода и управляющего устройства	234
II.2. Выбор мощности двигателя	239
II.3. Технические данные электродвигателей переменного тока	254
II.4. Технические данные электродвигателей постоянного тока	262
II.5. Крановые электроприводы с контакторно-контроллерными управляющими устройствами	276
II.6. Крановые электроприводы с бесконтактными управляющими устройствами	281
II.7. Резисторы, крановая аппаратура, тормозные устройства, грузоподъемные магниты	288
II.8. Установка электрооборудования и токоподвод	291
Список литературы	293

Глава 2. Гидравлический, пневматический, тепловой и ручной приводы (А. И. Гархов)	—
II.9. Гидравлический и пневматический приводы	327
II.10. Приводы с двигателями внутреннего сгорания	329
II.11. Ручной привод	330
Список литературы	—

Глава 3. Системы управления (А. И. Гархов)	—
II.12. Рычажное управление	332
II.13. Гидравлическое и пневматическое управления	336
Список литературы	337

РАЗДЕЛ III МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ

Глава 1. Основные указания по расчету и конструированию (М. М. Гохберг)	—
III.1. Принципы оптимального проектирования	345
III.2. Сортамент и образование сечений, соединения и стыки	367
III.3. Расчет элементов металлических конструкций на осевую силу	378
III.4. Расчет элементов металлических конструкций на поперечную силу	417
III.5. Галереи, площадки, лестницы и перевозка конструкций	420
Список литературы	425

Глава 2. Мосты (М. М. Гохберг)	—
III.6. Металлические конструкции мостовых кранов	439
III.7. Металлические конструкции козловых кранов и мостовых перегружателей	455
Список литературы	457

Глава 3. Порталы и башни (М. М. Гохберг и Л. Г. Серлин)	—
III.8. Порталы порталных кранов	472
III.9. Башни башенных и молотовидных кранов	485
III.10. Металлические конструкции кабельных кранов	489
Список литературы	491

Глава 4. Стреловые устройства, колонны и мачты (М. М. Гохберг и Л. Г. Серлин)	—
III.11. Стреловые и уравновешивающие устройства и колонны порталных и плавучих кранов	—

III.12. Стрелы башенных и молотовидных кранов	505
III.13. Стрелы и мачты стреловых и мачтовых кранов	510
Список литературы	512
Глава 5. Кабины (А. А. Ковин и Б. И. Плавник)	515
III.14. Кабины крановщика	518
III.15. Кабины оборудования	520
Список литературы	521
Глава 6. Крановые пути (М. М. Гохберг и С. А. Соколов)	521
III.16. Крановые пути зданий и эстакад	526
III.17. Наземные крановые пути	530
Список литературы	531
Общий список литературы	531

СПРАВОЧНОЕ ИЗДАНИЕ

**Брауде Владимир Исаакович, Гохберг Михаил Михайлович,
Звягин Игорь Евгеньевич и др.**

СПРАВОЧНИК ПО КРАНАМ

Т о м 1

Характеристики материалов и нагрузок.
Основы расчета кранов, их приводов
и металлических конструкций

Редакторы: *Н. С. Аникиева, Р. Н. Михеева, В. М. Рошаль*
Переплет художника *П. П. Николаева*
Художественный редактор *Н. В. Зимаков*
Технические редакторы: *А. И. Козаков, П. В. Шиканова*
Корректоры: *И. Г. Иванова, А. И. Лавриненко, Н. В. Соловьева*

ИБ № 4804

Сдано в набор 24.08.87. Подписано в печать 14.04.88. М-33171.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 33,5. Усл. кр.-отт. 33,5. Уч.-изд. л. 35,84.
Тираж 80 000 экз. (2-й з-д 40 001 — 80 000). Заказ 216. Цена 2 р. 10 коп.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машинное строительство»,
107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.