

ББК 39.9  
А16

УДК 621.861.87 (035)

6175.6

Рецензент канд. техн. наук К. М. Манилов

765711-3

Центральная Городская  
Публичная Библиотека  
им. Н. А. Некрасова

Абрамович И. И. и др.

А16 Грузоподъемные краны промышленных предприятий:  
Справочник/И. И. Абрамович, В. Н. Березин, А. Г. Яуре. —  
М.: Машиностроение, 1989. — 360 с.: ил.

ISBN 5-217-00286-7

Даны нормы и указания по выбору кранов наиболее распространенных видов, включая мостовые, козловые и консольные. Приведены инженерные методы расчета кранов и их основных элементов, включая металлические конструкции, электропривод и устройства безопасности. Изложены сведения по проектированию, модернизации и переустройству кранов промышленных предприятий.

Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, изготовлением, эксплуатацией и модернизацией, а также выбором и надзором за безопасностью грузоподъемных кранов.

А 3601030000—501  
038 (01)—89 268—88

ББК 39.9

ISBN 5-217-00286-7 © Издательство «Машиностроение», 1989

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Одной из основных задач развития народного хозяйства является широкое внедрение комплексной механизации и автоматизации производственных процессов.

За последние годы для механизации подъемно-транспортных и погрузочно-разгрузочных работ созданы новые конструкции мостовых электрических кранов большой грузоподъемности 5... 50 т. Наибольшее применение находят также козловые краны грузоподъемностью 3,2... 32 т и консольные грузоподъемностью 1... 5 т.

Благодаря изменению форм металлоконструкций кранов, применению прогрессивных профилей проката металла, модернизации существующих кранов, повышению грузоподъемности, увеличению производительности вследствие широкого регулирования скоростей, применению новых уточненных методов расчетов, улучшены технико-экономические показатели кранов.

Практика проектирования кранов показывает, что наибольшие затруднения вызывают вопросы, связанные с конструированием и расчетом несущих стальных конструкций, а также с выбором элементов и аппаратов электрооборудования и редукторов.

Этим вопросам, которые во многом являются определяющими для снижения металлоемкости и энергопотребления кранов, в справочнике уделено особое внимание. В ряде случаев излагаются уточненные методы расчета, позволяющие при обеспечении надежной работы кранов в максимальной мере ограничивать необходимые для их создания и эксплуатации ресурсы.

Значительная часть приведенных данных основана на разработках ВНИИПТМАШ, кроме того, учтен также опыт ведущих отечественных краностроительных предприятий.

Авторы полагают, что использование методов расчета и рекомендаций, приведенных в справочнике, позволит специалистам упростить расчеты и приблизиться к оптимальным решениям при разработке и эксплуатации грузоподъемных кранов.

Параграфы 1.1, 1.2, главы 2—5, параграфы 7.2—7.9, параграфы 8.1—8.3, глава 9; параграфы 10.1 и 10.2, главы 11—14 написаны И. И. Абрамовичем; параграфы 1.3, 1.4, 8.4, 10.3, главы 15 и 16—А. Г. Яуре; глава 6, параграфы 7.1 и 8.5—В. Н. Березиним.

# Глава 1 УСЛОВИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ И ВЫБОР КРАНОВ

## 1.1. НОРМАТИВНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ КРАНОВ И МЕХАНИЗМОВ

Режимы работы кранов. Режимы работы кранов регламентирует ГОСТ 25546—82, согласно которому имеются восемь групп режима, каждая из которых характеризуется определенными сочетаниями классов нагружения и использования (табл. 1.1).

Классы использования (C0 ... C9) характеризуются общим числом циклов работы за срок службы крана. В тех случаях, когда трудно подсчитать число циклов, для определения классов использования можно воспользоваться следующими ориентировочными данными (табл. 1.2).

Классы нагружения (Q0 ... Q4) назначаются в зависимости от коэффициента  $K_p$ , характеризующегося отношением масс грузов, транспортируемых краном за срок его службы,

к номинальной грузоподъемности крана:

$$K_p = \sum \left( \frac{Q_i}{Q_{ном}} \right)^3 \frac{C_i}{C_T}, \quad (1.1)$$

где  $Q_i$  — масса груза, перемещаемого краном при числе циклов  $C_i$ ;  $Q_{ном}$  — номинальная грузоподъемность крана;  $C_T$  — число циклов работы крана за срок его службы.

Величины  $Q_i$  и  $Q_{ном}$  включает масса грузозахватного органа, навешиваемого на крюк крана.

В тех случаях, когда отсутствуют исходные данные для расчета  $K_p$ , класс нагружения определяют, используя данные, приведенные в табл. 1.3.

Одним и тем же значениями коэффициента  $K_p$  могут соответствовать различные графики распределения масс грузов за срок службы крана, некоторые из которых показаны на рис. 1.1, а—в.

На рис. 1.1, а приведен график работы крана с грузами различной массы.

### 1.1. Группы режимов кранов (ГОСТ 25546—82)

Класс использования	Число циклов работы за срок службы	Класс нагружения				
		Q0	Q1	Q2	Q3	Q4
		Коэффициент нагружения				
		до 0,063	св. 0,063 до 0,125	св. 0,125 до 0,25	св. 0,25 до 0,5	св. 0,5 до 1
C0	До $1,6 \cdot 10^4$	—	—	1К	1К	2К
C1	Св. $1,6 \cdot 10^4$ до $3,2 \cdot 10^4$	—	1К	1К	2К	3К
C2	» $3,2 \cdot 10^4$ » $6,3 \cdot 10^4$	1К	1К	2К	3К	4К
C3	» $6,3 \cdot 10^4$ » $1,25 \cdot 10^5$	1К	2К	3К	4К	5К
C4	» $1,25 \cdot 10^5$ » $2,5 \cdot 10^5$	2К	3К	4К	5К	6К
C5	» $2,5 \cdot 10^5$ » $5 \cdot 10^5$	3К	4К	5К	6К	7К
C6	» $5 \cdot 10^5$ » $1 \cdot 10^6$	4К	5К	6К	7К	8К
C7	» $1 \cdot 10^6$ » $2 \cdot 10^6$	5К	6К	7К	8К	8К
C8	» $2 \cdot 10^6$ » $4 \cdot 10^6$	6К	7К	8К	8К	—
C9	» $4 \cdot 10^6$	7К	8К	8К	—	—

## 1.2. Ориентировочные данные для определения классов использования крана

Класс использования	Качественная характеристика работы крана	Срок службы, год
C0	Редкая (эпизодическая)	—
C1	Редкая в одну смену	—
C2	Относительно регулярная в одну смену	15
C3	То же	20
C4	Малоинтенсивная в одну смену	20
C5	Малоинтенсивная в две смены	20
C6	Среднеинтенсивная в две смены	20
C7	Интенсивная в две смены или среднеинтенсивная в три смены	20
C8	Интенсивная в три смены	30
C9	Весьма интенсивная в три смены	30

## 1.3. Ориентировочные данные для определения класса нагружения

Класс нагружения	Качественная характеристика классов нагружения кранов
Q0	Работа с грузами массой, существенно меньшей номинальной и очень редко с грузами номинальной массы
Q1	Работа с грузами массой, преимущественно меньшей номинальной, средней и редко номинальной
Q2	Работа с грузами массой, близкой к средней, и реже номинальной
Q3	Работа с грузами массой выше средней (в основном близкой к номинальной)
Q4	Постоянная работа с грузами массой, близкой к номинальной

массы, не подлежащей учету при расчетах. Графики на рис. 1.1, в относятся к случаю преимущественной работы крана с грузом массой  $Q_{ср}$  (обеспечивается наибольшая выработка крана).

Значения  $Q_{ср}/Q_{ном}$  в зависимости от коэффициента нагружения  $K_p$  приведены в табл. 1.4.

При расчете сопротивления усталости могут быть использованы графики на рис. 1.1, б, в соответствии с которыми часть циклов работы крана совершается с грузами массой  $Q_{ном}$ , а остальные циклы — с грузами весьма малой

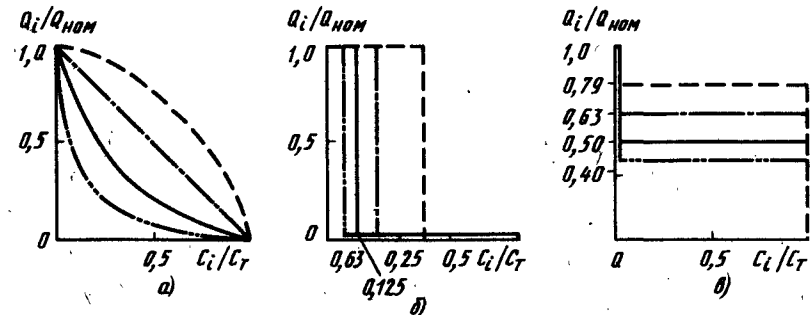


Рис. 1.1. График изменения относительной загрузки крана за срок службы: а—в — соответственно при переменных значениях  $Q_i$ ,  $Q_{ном}$  и  $Q_{ср}$ ; — — —  $K_p = 0,063$ ; — — —  $K_p = 0,125$ ; — — —  $K_p = 0,25$ ; — — —  $K_p = 0,5$

1.4. Значения  $Q/Q_{ном}$  в зависимости от  $K_p$ 

Нагрузка	$K_p$			
	0,063	0,125	0,25	0,50
$Q_i \neq const$	0,20	0,30	0,50	0,70
$Q_i = Q_{ном}$	0,063	0,125	0,25	0,50
$Q_i = Q_{ср}$	0,40	0,50	0,63	0,80

Режимы работы механизмов. Группы режима крановых механизмов регламентирует ГОСТ 25835—83, согласно которому предусмотрено шесть групп режима (табл. 1.5).

Под *временем работы* механизма понимают время, в течение которого механизм находится в движении (действии). Норма времени соответствует установленному ресурсу механизма до капитального ремонта или, если такой ремонт не предусмотрен, — установленному ресурсу до списания.

## 1.5. Группы режима работы крановых механизмов (ГОСТ 25835—83)

Класс использования	Норма времени работы механизмов, ч	Класс нагружения			
		V1	V2	V3	V4
		Кoeffициент нагружения			
		до 0,125	св. 0,125 до 0,25	св. 0,25 до 0,50	св. 0,50 до 1,0
A0	До 800	1М	1М	1М	2М
A1	Св. 800 до 1600	1М	1М	2М	3М
A2	Св. 1600 до 3200	1М	2М	3М	4М
A3	Св. 3200 до 6300	2М	3М	4М	5М
A4	Св. 6300 до 12 500	3М	4М	5М	6М
A5	Св. 12 500 до 25 000	4М	5М	6М	—
A6	Св. 25 000 до 50 000	5М	6М	—	—

## 1.6. Ориентировочные данные для определения класса использования механизма

Класс использования	Качественная характеристика класса использования механизма
A0	Редкое использование
A1	Нерегулярное использование
A2	Регулярное использование малой интенсивности
A3	Регулярное использование средней интенсивности
A4	Нерегулярное интенсивное использование (работа в две смены)
A5	Интенсивное использование (работа в три смены)
A6	Весьма интенсивное использование (работа в три смены)

Данные качественной оценки классов использования механизмов приведены в табл. 1.6.

Кoeffициент нагружения

$$K = \left( \frac{P_i}{P_{max}} \right)^3 \frac{t_i}{\sum t_i}, \quad (1.2)$$

## 1.7. Ориентировочные данные соответствия группы режима работы кранов и группы режима работы механизмов

Группа режима крана	Группа режима механизма	
	Механизмы, действующие при каждом цикле работы крана	Механизмы, осуществляющие установочные операции или используемые не при каждом цикле работы крана
1К	1М	1М
2К	1М	1М
3К	1М ... 2М	1М
4К	2М ... 3М	1М ... 2М
5К	3М ... 5М	1М ... 2М
6К	4М ... 5М	2М ... 3М
7К	5М ... 6М	3М ... 4М
8К	6М	5М ... 6М

## 1.8. Данные для определения группы режима кранов

Класс использования	Условия использования и технологическое назначение кранов	Ориентировочное число циклов работы в час	$Q_{ср}/Q_{ном}$	Срок службы кранов, лет		Ориентировочная группа режима работы кранов
				в помещении	на открытом воздухе	
Мостовой: ручной  электрический однобалочный подвесной и опорный  двухбалочный общего назначения грузоподъемностью 5 ... 50 т, управляемый из кабины	Редкое использование, преимущественно для ремонтных и монтажных работ Редкое использование Регулярное использование, преимущественно для вспомогательных операций Нерегулярное эпизодическое или сезонное использование, например, для монтажных и ремонтных работ Регулярное использование ограниченной интенсивности (краны механических и сборочных цехов для вспомогательных операций) Перегрузочные работы средней интенсивности Для технологических целей с круглогодичным использованием Редкое использование для ремонтных и монтажных работ Регулярное использование ограниченной интенсивности во вспомогательном производстве (склады, электроцехи и др.)	Не более 2	До 0,5	25 ... 30	15 ... 20	1К
		Не более 2 5 ... 10	0,25 ... 0,30 0,25 ... 0,30	20 ... 25 15 ... 20	10 ... 15 10 ... 15	1К—2К 3К
		2 ... 3	0,30 ... 0,50	25 ... 30	20 ... 25	1К ... 3К
		5 ... 8	0,25 ... 0,35	20 ... 25	15 ... 20	3К
		8 ... 12 15 ... 20	0,30 ... 0,50 0,40 ... 0,60	20 ... 25 20 ... 30	15 ... 20 20 ... 25	5К 7К ... 8К
		Не более 2 5 ... 8	До 0,50 0,30 ... 0,50	25 ... 30 25 ... 30	20 ... 25 20 ... 25	1К ... 2К 3К

Продолжение табл. 1.8

Кран	Условия использования и технологическое назначение кранов	Ориентировочное число циклов работы в час	$Q_{\text{ср}}/Q_{\text{ном}}$	Сроки службы кранов, лет		Ориентировочная группа режима работы кранов
				в помещении	на открытом воздухе	
Козловые электрические грузоподъемностью 5 ... 20 т	Использование ограниченной интенсивности на складах оборудования Использование средней интенсивности на складах металлопродукта, на заводах железобетонных изделий и др.	4 ... 8	До 0,50	—	15 ... 20	3К
		5 ... 10	0,30 ... 0,60	—	15 ... 20	5К

где  $P_i$  — нагрузка (момент), действующая на механизм в течение времени  $t_i$ ;  $P_{\text{max}}$  — наибольшая нагрузка (момент), действующая на механизм в течение времени его работы;  $\sum t_i$  — суммарное время действия нагрузок на механизм.

Значения  $P_i$ ,  $P_{\text{max}}$  определяют для концевой звена кинематической цепи механизма, с учетом всех силовых воздействий, включая и динамические нагрузки.

Предварительный выбор группы режима механизма при известной группе режима крана можно осуществить по данным табл. 1.7.

Для оценки групп режима кранов и их механизмов в зависимости от условий использования и технологического назначения могут быть использованы приложения, приведенные в ГОСТ 25546—82 и ГОСТ 25835—83, а также данные табл. 1.8. Для поворотных кранов с электротальями обычно принимают группу 3К, для консольных настенных кранов в зависимости от интенсивности их использования — группы 3К ... 5К.

## 1.2. ВЫБОР ТИПА И ЧИСЛА КРАНОВ

**Выбор типа кранов.** Указания по выбору типа кранов для конкретных условий приводятся в соответствующих руководствах по проектированию промышленных предприятий и складов, механизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ [38, 85].

Краны мостового типа (мостовые и козловые) нецелесообразно применять при нерегулярной работе и ограниченной интенсивности, а также тогда, когда по планировочным условиям возможно использование ипольных грузоподъемных средств (преимущественно на открытых площадках), на складах штучных и тарных грузов в случае невозможности использования кранов-штабелеров.

Применение козловых кранов допускается в следующих случаях: при невозможности или экономической нецелесообразности выполнения перегрузочных работ с помощью напольных

средств (погрузчиков, стреловых кранов и др.), например, вследствие необходимости увеличения площади склада при установке крановых путей, невозможности обеспечения требуемой производительности; при возможной организации движения без пересечения крановых путей рельсовыми или безрельсовыми транспортными средствами.

Установка мостовых кранов на эстакадах открытых площадок допускается в следующих случаях: при отсутствии козловых кранов необходимой грузоподъемности и группы режима; при наличии стесненных условий для регулярного движения наземных транспортных средств с пересечением крановых путей.

Мостовые краны следует устанавливать внутри здания тогда, когда невозможно использование менее дорогостоящего и не требующего увеличения размеров и стоимости стропильной части здания грузоподъемных средств, например, талей, переставных кранов и др.

При установке мостовых кранов внутри здания должны быть учтены следующие факторы:

при ограниченной работе и средней интенсивности (группы режима крана 1К ... 3К), массе грузов 1 ... 5 т и пролетах крана до 35 м следует устанавливать подвесные электрические краны;

применение опорных однобалочных кранов группы режима 1К ... 3К и грузоподъемностью 1 ... 5 т допускается только в тех случаях, когда установка подвесных кранов невозможна или связана со значительным повышением стоимости здания, а также при необходимости управления краном из кабины;

применение двухбалочных электрических кранов всех групп режима и грузоподъемности 1 ... 5 т допускается только при выполнении установочных операций на пониженных скоростях и отсутствии однобалочных кранов с соответствующими скоростными характеристиками, а также при ограничении высоты крана;

ручные краны следует применять при эпизодически проводящихся монтажных и ремонтных работах, не-

возможности подвода электропитания и обеспечения беспрепятственного доступа к цепям привода кранов.

При выборе системы управления краном необходимо руководствоваться следующим:

дистанционное управление с помощью подвешенного кнопочного пульта следует принять при скоростях передвижения кранов до 0,83 м/с, возможности беспрепятственного и безопасного перемещения оператора и крана, отсутствии повышенных требований к точности установки груза;

дистанционное управление с проводным или радиоканалом следует применять для кранов всех групп режима, а также при невозможности обеспечения необходимых условий комфортности работы оператора или при нахождении оператора в непосредственной близости от груза;

в случаях, не указанных выше, допускается применять управление из кабины, расположенной на мосту крана.

Рекомендуется избегать применения кранов с механизмами главного и вспомогательного подъема; такие краны следует устанавливать только при необходимости использования механизма вспомогательного подъема для технологических операций, например, для кантования основных грузов; использованни механизма главного подъема только для эпизодической работы (монтажные, ремонтные и другие операции).

Полукозловые и консольные краны используют преимущественно для вспомогательных работ и устанавливают в качестве дополнительных средств к мостовым кранам.

В некоторых случаях при эпизодическом использовании кранов допускается увеличивать грузоподъемность кранов путем установки на мост крана дополнительных лебедок, оснащения моста разгрузочными полиспастами или выполнения уточненных расчетов металлических конструкций и механизмов кранов применительно к конкретным условиям нагружения.

**Выбор числа кранов.** Число кранов, необходимых для обслуживания данного объекта, определяют из условий их одинаковой загрузки, что должно



## 1.9. Расчетная протяженность (м) участка, обслуживаемого одним краном

Характер работы крана	Кран	
	мостовой	козловой
Эпизодический (обслуживание насосных станций, складов оборудования небольших предприятий)	80 ... 150	90 ... 200
Нерегулярное использование (обслуживание ремонтных цехов, складов оборудования крупных предприятий)	50 ... 80	60 ... 120
Регулярное использование (обслуживание механических цехов, полигонов заводов железобетонных изделий)	45 ... 60	50 ... 80

быть обеспечено соответствующей организацией транспортно-технологического процесса. Резервные краны не предусматривают.

При использовании кранов для перегрузочных и транспортных работ и известном грузопотоке число кранов определяют расчетным путем, исходя из требуемой производительности.

В других случаях краны выбирают, исходя из протяженности участка, обслуживаемого одним краном (табл. 1.9).

*Определение производительности крана.* Суточная ( $t_{\text{сут}}$ ) производительность

$$P = Q_{\text{ср}} n_{\text{ц}} t_{\text{м}} \quad (1.3)$$

где  $Q_{\text{ср}}$  — средняя масса транспортируемого груза;  $n_{\text{ц}}$  — число подъемов, необходимых для выполнения транспортных операций, в смену;  $t_{\text{м}}$  — число рабочих смен.

Число подъемов

$$n_{\text{ц}} = \frac{3600n}{t_{\text{ц}}} K_{\text{с}} K_{\text{п}} K_{\text{р}} K_{\text{т.п.}} \quad (1.4)$$

где  $n$  — число рабочих часов в смену;  $t_{\text{ц}}$  — расчетное время цикла работы крана, с;  $K_{\text{с}}$  — коэффициент неравномерности использования крана во времени в течение смены; обычно  $K_{\text{с}} = 0,5 \dots 0,8$ ;  $K_{\text{п}}$  — коэффициент простоев по организационным причинам; при отсутствии дополнительных данных допускается принимать  $K_{\text{п}} = 0,9$ ;  $K_{\text{р}}$  — коэффициент ремонта (учитываются все виды простоев

крана при техническом обслуживании и ремонте); при отсутствии местных нормативов и других данных допускается принимать  $K_{\text{р}} = 0,95$ ;  $K_{\text{т.п.}}$  — коэффициент технологических простоев (учитываются неизбежные при принятой технологии простои, например, на переналадку технологического оборудования, подачу транспортных средств и др.); можно принять  $K_{\text{т.п.}} = 0,9 \dots 0,8$ .

При определении производительности за месяц или год следует учитывать коэффициент неравномерности использования крана в различное время года.

Для определения часовой (пиковой) производительности можно принимать  $K_{\text{с}} K_{\text{п}} K_{\text{р}} K_{\text{т.п.}} = 0,85 \dots 0,90$ .

Расчетное время цикла  $t_{\text{ц}}$  определяют, исходя из фактических затрат времени на перемещение груза и возвращение грузозахватного органа к месту загрузки. При отсутствии дополнительных требований

$$t_{\text{ц}} = \frac{2 \cdot 1,2 (h + h_1)}{v_{\text{п}}} + 1,35 \left( \frac{S_{\text{к}}}{v_{\text{к}}} + \frac{S_{\text{т}}}{v_{\text{т}}} \right) + t_{\text{р}} \quad (1.5)$$

где  $S_{\text{к}}$  — путь передвижения крана, м;  $S_{\text{т}}$  — путь передвижения тележки, м;  $h$  — высота подъема и опускания груза в начале цикла, м;  $h_1$  — высота подъема и опускания груза в конце цикла, м;  $v_{\text{п}}$  — скорость подъема груза, м/с;  $v_{\text{к}}$  и  $v_{\text{т}}$  — соответственно

## 1.10. Время (с) ручных операций

Груз	Грузозахватный орган	$t_{\text{р}}$ , с
Контейнеры всех типов с грузом и без груза	Цепной или канатный строп	30 ... 50
Редукторы, двигатели и другие узлы механизмов массой, т:	То же	85
	»	100
Грузы в ящиках и неупакованные массой, т:	»	30
	»	40
	»	60
Металл сортовой в связках	Цепной или канатный строп	70
	То же	50
Металл листовой	Специальный захват	20
	Канатный строп	30
Трубы металлические	То же	30
	»	35
Рельсы, металлические балки	»	40
	»	150
Металлы в чушках	»	120
	»	65
Деревянные модели	Канатный строп	90
Опоки с металлом	То же	30
Крупные корпусные детали	»	30
Металлоконструкции	»	35
Пакеты пиломатериалов массой 2 ... 4 т	»	40
Пачки круглого леса массой 3 ... 8 т	»	150
Бадьи с бетоном вместимостью 0,8 ... 1,6 м <sup>3</sup>	»	120
	»	65
	Канатный строп	90
	То же	30

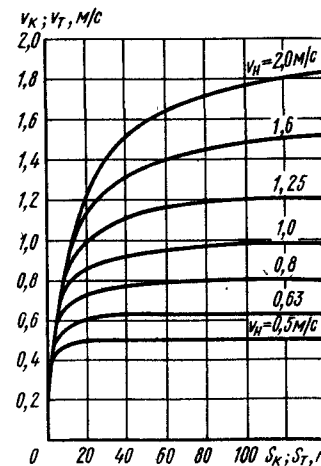


Рис. 1.2. Зависимость средней расчетной скорости передвижения крана  $v_{\text{к}}$  и тележки  $v_{\text{т}}$  от длины хода крана  $S_{\text{к}}$  и тележки  $S_{\text{т}}$  при различных значениях номинальной скорости передвижения  $v_{\text{н}}$

средние скорости передвижения крана и тележки, м/с; эти скорости выбирают в зависимости от номинальной скорости и пути передвижения крана или тележки (рис. 1.2) с учетом потерь скорости при разгоне и торможении крана и тележки; 1,35 — коэффициент совмещения операций, учитывающий совместное перемещение крана и тележки при рабочем и холостом пробегах; 1,2 — коэффициент, учитывающий снижение скорости при подъеме и опускании груза в начале и конце цикла;  $t_{\text{р}}$  — время ручных операций, с.

Значение  $t_{\text{р}}$  определяют с учетом технологических особенностей перегрузочного процесса (табл. 1.10).

## 1.3. РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ И ТОЧНОСТЬ ОСТАНОВКИ МЕХАНИЗМОВ КРАНОВ

Большинство крановых механизмов должны иметь малые установочные скорости и посадки для обеспечения

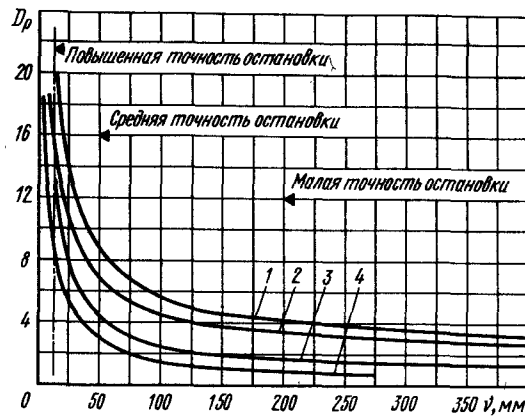


Рис. 1.3. Зависимость диапазона  $D_p$  регулирования скорости механизма от требуемой точности остановки  $v$  при различных скоростях передвижения:  
 1 —  $v = 2$  м/с; 2 —  $v = 1,2$  м/с; 3 —  $v = 0,7$  м/с; 4 —  $v = 0,4$  м/с

остановки крана или тележки с необходимой точностью, безопасной посадки грузов или грузозахватных органов, а также для снижения нагрузки на механические тормоза для обеспечения необходимого уровня их износоустойчивости.

Точность остановки крана или тележки в заданных координатах прежде всего зависит от скорости в начале торможения, а также от времени срабатывания коммутационных аппаратов и тормозов. Основным фактором достижения необходимой точности

остановки крана или тележки является выбор скорости в начале торможения, т. е. малой скорости движения. Точность остановки  $v$  (мм) после получения сигнала на остановку и расчетного тормозного выбега в зависимости от диапазона  $D_p$  регулирования скорости механизма приведена на рис. 1.3. При заданной точности остановки и известной номинальной скорости движения можно найти требуемый диапазон  $D_p$  регулирования скорости механизма и избежать излишних дополнительных доводочных включений механизмов.

#### 1.11. Установочные скорости кранов и посадки, м/с

Кран	Наибольшая скорость посадки груза	Минимальная скорость подъема груза
Монтажный: для крупногабаритных грузов для судосборки, сборки крупных двигателей, самолетов и др. средней грузоподъемности до 16 т	0,03 0,01 0,05	0,03 0,01 Не регламентирована
Универсальный кран машиностроительного завода грузоподъемностью, т: до 5 10 ... 25 30 ... 50	0,08 0,04 0,03	То же » »
Перегрузочный: высокопроизводительный крюковой для взрывоопасных грузов Крюковой взрывобезопасного исполнения	0,20 0,03 0,06	0,2 0,03 0,06

Скорости посадки и подъема механизмов подъема кранов, приведенные в табл. 1.11, получены на основе данных многолетней практики эксплуатации и за последнее десятилетие практически не претерпели изменений.

Промежуточные скорости механизмов должны существенно отличаться от рабочих скоростей и установочных скоростей. Значения промежуточных скоростей следует выбирать из ряда

$$v = v_{\min} C^{n-1},$$

где  $C$  — коэффициент,  $C = 2$ ;  $n$  — порядковый номер фиксированного положения из ряда чисел (1, 2, 3, ...).

#### 1.4. ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЕ КРАНОВ

При выполнении циклических операций по перемещению грузов в пределах определенных траекторий происходит подъем груза на некоторую высоту, последующее его опускание, горизонтальное перемещение в продольном и поперечном направлении относительно краевых путей. При этом происходят затраты электроэнергии на подъем груза (за вычетом рекуперированной энергии) при опускании груза и электроэнергии на потери при горизонтальном перемещении. Кроме того, в грузоподъемном цикле происходит несколько разгонов до номинальной скорости механизма подъема, передвижения крана и тележки. На эти цели также расходуется энергия. Кроме того, при регулировании скорости, торможении имеются определенные затраты энергии в цепях электроприводов.

Затраты энергии на разгон пропорциональны либо квадрату конечной скорости крана и тележки, либо  $J_{\text{дв}} n_{\text{дв}}^2$  механизма подъема и прямо пропорциональны массе перемещаемого груза. Поэтому объективным критерием энергопотребления является удельный (средний) расход энергии в час на перемещение 1 т груза за один цикл работы крана. Удельный расход (кВт·ч/цикл) электроэнергии при пере-

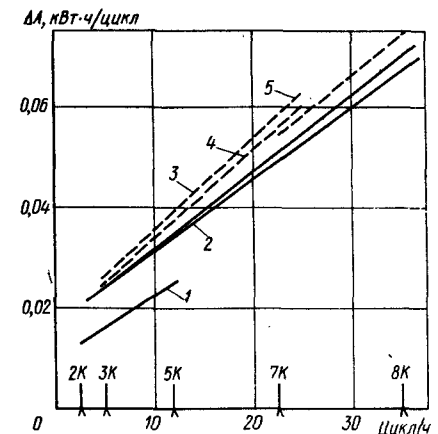


Рис. 1.4. Зависимость удельного расхода электроэнергии от числа циклов

мещения краном 1 т груза за один цикл

$$\Delta A = \frac{1}{3600} \left\{ \frac{14H}{\eta_{\text{ш}}} (1 - \eta_{\text{п}}^2 + K_{\text{п.п}}) + \frac{J_{\text{дв}} n_{\text{дв}}^2}{10^4 m} + \frac{m_{\text{кр}} + \frac{m}{2}}{m \eta_{\text{кр}}} \times \left[ \frac{L_{\text{кр}}}{K_{\text{в}}} (K_{\text{тр}} + 3,5) v_{\text{кр}}^2 \right] + \frac{m_{\text{т}} + \frac{m}{2}}{m \eta_{\text{т}}} \left[ \frac{L_{\text{т}}}{4} + (K_{\text{тр}} + 3,5) v_{\text{т}}^2 \right] \right\} + 0,005, \quad (1.6)$$

где  $H$  — средняя высота подъема или опускания груза, м; она составляет 4 ... 8 м и ее выбирают такой, чтобы получить нормированную относительную продолжительность включения;  $\eta_{\text{ш}}$  — КПД двигателя и механизма подъема;  $J_{\text{дв}}$  — момент инерции двигателя подъема, кг·м<sup>2</sup>;  $n_{\text{дв}}$  — частота вращения двигателя, об/мин;  $m_{\text{кр}}$  — масса крана, т;  $m$  — масса груза, т;  $m_{\text{т}}$  — масса тележки, т;  $L_{\text{т}}$ ,  $L_{\text{кр}}$  — соответственно путь движения тележки и крана в одном направлении, м;  $v_{\text{т}}$ ,  $v_{\text{кр}}$  — соответственно скорость передвижения тележки, крана, м/с;  $\eta_{\text{кр}}$

$\eta_r$  — соответственно КПД двигателя механизма передвижения и механизма передвижения крана и тележки;  $K_{п.п}$  — коэффициент, учитывающий потери при регулировании подъема (для систем с динамическим торможением  $K_{п.п} = 0,1$ );  $K_{тр}$  — коэффициент, учитывающий потери торможения и регулирования (для кранов с регулированием и торможением противовключением  $K_{тр} = 0,9$ ; для кранов с динамическим торможением  $K_{тр} = 1,00$ ; для кранов без регулирования скорости  $K_{тр} = 1,2$ );  $K_v$  — коэффициент, учитывающий потери при действии ветра (для кранов в помещении  $K_v = 5$ ; для кранов на открытом воздухе  $K_v = 2,5$  ( $m_{кр} + m/2$ )/ $Q = 4,1 \div 2,8$ ).

Эта формула выведена для усредненного цикла с шестью пусками механизма подъема при относительной продолжительности включения ПВ 50 % и тремя пусками механизмов горизонтального передвижения при относительной продолжительности включения ПВ 40 %.

Часовой расход (кВт·ч) электроэнергии краном при производительности

$$A = \Delta A Z Q_{\text{н}} + P_{\text{доп}} \epsilon_{\text{доп}}$$

где  $\Delta A$  — удельный расход электроэнергии [см. формулу (1.6) и рис. 1.4] для соответствующего числа циклов в час;  $P_{\text{доп}}$  — мощность дополнительных потребителей при относительной продолжительности включения  $\epsilon_{\text{доп}}$ ; кВт.

## Глава 2 НАГРУЗКИ

При расчете кранов учитывают весовые нагрузки от массы груза, крана или его элементов, а также от массы находящихся на кране людей, ветровые, транспортные, сейсмические, монтажные, от тепловых деформаций элементов крана, а также динамические, действующие в периоды разгона и торможения крановых механизмов, при наезде крана и тележки на упоры, при прохождении неровностей пути и др.

**Весовые нагрузки.** Эти нагрузки действуют в вертикальной плоскости, а при наличии уклона пути крана или тележки начинает действовать и горизонтальная составляющая весовой нагрузки.

Нагрузку от массы транспортируемого груза принимают по данным технического задания на кран. В том случае, если в техническом задании отсутствуют сведения о распределении масс грузов за время работы крана, то для проверки долговечности элементов крана допускается использовать данные, приведенные на рис. 1.1.

Если при подвеске груза на 2...4 раздельных полиспадах (ветвях каната) положение центра тяжести его заранее определить невозможно, то допускается принимать распределение весовой нагрузки между полиспастами (канатами) по данным табл. 2.1.

Весовую нагрузку от массы крана определяют по данным проекта или по результатам взвешивания.

Горизонтальную составляющую весовой нагрузки, возникающую вследствие уклона подтележечных или крановых рельсов (направляющих), определяют по формуле

$$F_y = G \sin \alpha, \quad (2.1)$$

где  $G$  — весовая нагрузка от массы груза или элемента крана;  $\alpha$  — угол наклона рельсов, рад.

Расчетные значения угла наклона крановых путей для мостовых кранов всех типов и козловых кранов, перемещающихся по уложенным на бетонное основание путям,  $\alpha = 0,001$ ; для козловых кранов, перемещающихся по уложенным на щебеночное или песчаное основание путям,  $\alpha = 0,003$ .

Для грузовых тележек учитывают угол уклона направляющих, возникающий вследствие деформации конструкций.

Весовые нагрузки от массы людей и оборудования учитывают преимущественно при расчете металлоконструкций.

Площадки и проходные галереи должны быть рассчитаны на подвижную сосредоточенную весовую нагрузку (3 кН) от массы людей, ремонтного оборудования и др. Эта нагрузка равномерно распределена по площадке размером 0,2 × 0,2 м. Она может быть приложена в любом месте.

Ограждения площадок проверяют на раздельное действие сосредоточенной вертикальной весовой нагрузки (1 кН) и горизонтальной весовой нагрузки (0,35 кН).

Ступени лестниц (в том числе монтажные скобы) проверяют на вертикальную сосредоточенную весовую нагрузку (1,2 кН). При высоте лестницы более 3 м ее балки, а также ее элементы крепления к несущей конструкции следует проверять на действие двух весовых нагрузок (1 кН), действующих на расстоянии 1,5 м друг относительно друга. Нагрузки располагают в произвольном месте по длине лестницы.

Конструкции кабин управления, а также элементов крепления кабин должны быть рассчитаны на весовую нагрузку (1 кН) от массы одного человека, находящегося в кресле крановщика, и распределенную нагрузку от массы людей, равную 4 кН на 1 м<sup>2</sup>

### 2.1. Распределение весовой нагрузки от массы транспортируемого груза между полиспастами, %

Груз	Число полиспастов (ветвей каната)								
	2		3		4				
	Условные номера ветвей								
	1	2	1	2	3	1	2	3	4
Стальной прокат, трубы, пиломатериалы, плиты перекрытий	58	42	40	30	30	30	24	23	23
Круглый лес, железобетонные колонны	65	35	43	30	27	33	24	23	20
Грузы сложной конфигурации	70	30	46	30	24	35	24	23	18

площади пола, свободной от оборудования и смотровых проемов.

Весовую нагрузку от массы снега и гололеда учитывают только для кранов, имеющих пролет более 40 м. Эти нагрузки определяют в соответствии со СНиП 2.01.07—85 «Нагрузки и воздействия».

Ветровая нагрузка. Эта нагрузка (ГОСТ 1451—77) вызвана давлением ветра на элементы конструкции кранов рассматриваемых типов и груз. При расчетах учитывают статическую составляющую этого давления.

Ветровая нагрузка

$$F = qkcnA, \quad (2.2)$$

где  $q$  — динамическое давление ветра;  $k$  — коэффициент, учитывающий изменение динамического давления по высоте;  $c$  — коэффициент аэродинамической силы (аэродинамический коэффициент);  $A$  — расчетная площадь элемента конструкции или груза;  $n$  — коэффициент перегрузки; для нерабочего состояния крана  $n = 1,1$ ; для рабочего  $n = 1,0$ .

Значения  $q$  соответствуют давлению и температуре воздуха соответственно 0,1 МПа и 15 °С. В полярных районах на высоте более 10 м значения давления ветра по сравнению с номинальным следует увеличивать на 10...15%.

При определении давления ветра на кран в рабочем состоянии следует

учитывать ограничения раскачивания груза и мощности двигателей механизмов передвижения. Давление ветра в зависимости от назначения крана принимают равным 125...500 Па. В особых случаях (например, для кранов, используемых для монтажа крупногабаритных конструкций) эти давления уменьшают до 50 Па.

Уточненные сведения о скоростях ветра для конкретных условий следует принимать по данным гидрометеорологической службы [40].

При расчете мощности двигателей ветровую нагрузку на кран в рабочем состоянии снижают на 30% по сравнению с нормированным значением. Однако это снижение ветровой нагрузки не учитывается при расчете тормозов.

Значения коэффициента  $c$  аэродинамической силы приведены в ГОСТ 1451—77. В тех случаях, когда конфигурация элемента не отвечает рассмотренным в этом стандарте, могут быть использованы другие данные, приведенные в работах [36, 94]. Для трубчатых элементов, вдоль образующих которых установлены ребра или размещена проводка (изменяется характер обтекания элементов), рекомендуется принимать значения  $c = 0,8 \div 1,0$ .

При скруглении кромок элементов прямоугольного сечения значения коэффициента  $c$  можно снизить в 2...

2,5 раза по сравнению с стандартными значениями. Коэффициент  $c$  при наличии ограждений, лестниц, токопроводов и других элементов следует принимать  $c = (1,05 \div 1,10)$ . При выборе коэффициента  $c$  для козловых кранов можно не учитывать площадь (теневую) стоеи опор, а также угол их наклона.

При расчетах мостовых и козловых кранов учитывают, в основном, ветровую нагрузку, действующую в продольном направлении относительно крановых путей.

Ветровые нагрузки, действующие в поперечном направлении относительно крановых путей, учитывают преимущественно при расчете механизмов передвижения грузовых тележек. Для козловых кранов ветровую нагрузку такого направления вводят в расчет в том случае, если на кран в нерабочем состоянии действует расчетная ветровая нагрузка 1000 Па, а для консольных кранов эту нагрузку вводят в расчет при  $L_K/L \geq 0,35 \dots 0,40$  (здесь  $L_K$  — вылет консоли;  $L$  — пролет крана).

Транспортные нагрузки. Они представляют собой сумму весовых и динамических нагрузок, возникающих вследствие толчков при перемещении транспортных средств. При перевозке частей крана автомобильным транспортом учитывают дополнительные вертикальные транспортные нагрузки, составляющие 200...250% весовых нагрузок. Вертикальные динамические нагрузки при транспортировании частей крана железнодорожным транспортом могут составлять 60...80% весовых нагрузок. Кроме того, следует также учитывать горизонтальную, поперечные и продольные динамические транспортные нагрузки, составляющие соответственно 80 и 190% весовых нагрузок [87].

Сейсмические нагрузки. Эти нагрузки учитывают в случаях, предусмотренных техническим заданием на кран; причем при расчете мостовых кранов учитывают колебания сооружения, на котором установлен кран [87].

Приближенно, основываясь на данных СНиП II-7—81 «Нормы проектирования. Строительство в сейсмических районах», при интенсивности

землетрясений 7, 8 и 9 баллов в расчет кранов следует вводить ускорения, составляющие соответственно 1; 2 и 4 м/с<sup>2</sup>. Необходимо также учитывать инерционную сейсмическую нагрузку

$$P_c = Gak_d, \quad (2.3)$$

где  $G$  — вес крана, Н;  $a$  — ускорение, м/с<sup>2</sup>;  $k_d$  — динамический коэффициент;  $k_d = 1/[1 - (T/T_0)^2]$  (здесь  $T$  — период собственных колебаний конструкций для данного направления действия нагрузки;  $T_0$  — период вынужденных колебаний при землетрясении;  $T_0 \approx 1$  с).

При расчете горизонтальных сейсмических нагрузок массу подвешенного на канатах груза можно не учитывать; при определении вертикальной сейсмической нагрузки учитывают 30% массы этого груза. В районах, в которых прогнозируемая интенсивность землетрясения не превышает 6 баллов, проверку кранов на сейсмостойкость не проводят.

Монтажные нагрузки. К ним относятся увеличенные на 15...20% весовые нагрузки, ветровые нагрузки, а также силы сопротивлений в испытываемых взаимное перемещение элементов козловых кранов (например, в уравнительных механизмах опор). При монтаже давление ветра обычно принимают 50 Па.

Нагрузки, возникающие от тепловых деформаций. Для мостовых и козловых кранов, установленных на открытом воздухе, их следует учитывать при пролете крана более 40 м (СНиП 2.01.07—85).

Эти нагрузки могут также возникать в элементах кранов, эксплуатируемых в непосредственной близости от оборудования с интенсивным излучением теплоты, например, нагревательных печей.

Динамические нагрузки. В практических расчетах этих нагрузок используют преимущественно детерминированные методы, что и отражено в действующих нормах проектирования и расчета кранов. Однако при наличии необходимых исходных данных не исключена возможность использования методов теории вероятности и случайных процессов. Ре-

зультаты, полученные по этим методам, в наибольшей мере соответствуют реальным процессам (см. данные С. А. Казака, Н. А. Лобова, В. И. Ключева и др.).

Динамические нагрузки могут вызывать колебания металлической

конструкции, неблагоприятно сказывающиеся на состоянии оператора.

Эффективным средством снижения этих нагрузок и длительности их действия являются демпфирующие и виброзащитные устройства (РТМ 24.090) [41, 99].

Рассматриваются сопротивления, возникающие в подшипниках, зубчатых передачах, муфтах и барабанах, ходовых колесах и роликах, а также в канатно-блочных системах. Сопротивления, за исключением сил сопротивлений от трения качения, возрастают при низких температурах и редком использовании механизмов. Неблагоприятное влияние на значения сопротивлений оказывает неполная загрузка механизмов.

Механизмы используются при следующих условиях: температура от  $-40$  до  $+40$  °С; использование механизмов не реже чем один раз в 10 ... 20 дней; загрузка не менее 70 ... 80 % номинальной.

Сопротивления, за исключением вызванных качением колес, характеризуются безразмерными показателями — коэффициентами трения или коэффициентом сопротивления движению, а также коэффициентами полезного действия. Сопротивления качению характеризуются коэффициентом трения качения, имеющим линейную размерность.

Сопротивления от трения в подшипниках. Сопротивления в подшипниках качения оценивают условным коэффициентом трения  $\mu$ , отнесенным к диаметру вала. При благоприятных условиях (жидкостная смазка, отсутствие осевых нагрузок)  $\mu = 0,0008 \div 0,004$ . При нерегулярном смазывании пластичным смазочным материалом  $\mu = 0,008 \div 0,012$ , а при наличии осевой нагрузки (например, в ходовых колесах)  $\mu = 0,015 \div 0,020$ . Меньшие значения этого коэффициента относятся к шариковым, а большие — к роликовым подшипникам.

Сопротивления трению скольжения характеризуются коэффициентом трения  $f$ , значения которого для подшипников и шарниров с пластичным сма-

## СОПРОТИВЛЕНИЯ ОТ ТРЕНИЯ В ЭЛЕМЕНТАХ МЕХАНИЗМОВ

### Глава 3

зочным материалом в зависимости от материала трущихся поверхностей следующие.

Материал трущихся поверхностей:

сталь по алюминиевой бронзе . . . . .	0,08
сталь по серому чугууну . . . . .	0,10
сталь (НВ до 160) по стали (НВ до 160) . . . . .	0,15
сталь (НВ более 280) по стали (НВ до 160) . . . . .	0,12
сталь по пластмассе (полиамид) . . . . .	0,10

При низких температурах значения  $f$  возрастают на 30 ... 50 %. Для пары сталь — сталь без смазочного материала при давлении 3 ... 5 МПа в подшипнике и скорости скольжения до 0,01 м/с  $f = 0,6 \dots 1,0$ . Для пары сталь — полиамид без смазочного материала  $f = 0,20 \div 0,25$ .

Сопротивления в зубчатых передачах. Значения КПД ( $\eta$ ) одной пары зубчатых передач для различных подшипников и условий работы при направлении силового потока от двигателя к канатному барабану или ходовому колесу приведены в табл. 3.1.

КПД одной пары зубчатых передач при направлении силового потока от барабана или ходового колеса к двигателю (торможение опускающегося груза или механизма передвижения)

$$\eta_0 = \frac{\eta^2 - 0,01}{\eta} \quad (3.1)$$

КПД последовательно соединенных передач

$$\eta_i = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_i \quad (3.2)$$

или

$$\eta_{i0} = \eta_{10} \eta_{20} \eta_{30} \dots \eta_{i0} \quad (3.3)$$

Сопротивления в канатных барабанах и муфтах. КПД барабанов при

3.1. Расчетные значения  $\eta$  для цилиндрической зубчатой передачи [89]

Передача	Подшипники	
	качения	скольжения
В редукторе	0,97 ... 0,98	—
В закрытом защитном кожухе	0,96 ... 0,97	0,94 ... 0,96
Открытая	0,93 ... 0,95	0,90 ... 0,93

установке на подшипниках качения  $\eta = 0,97 \div 0,99$ ; при установке на подшипниках скольжения  $\eta = 0,95 \div 0,97$ . КПД соединительных муфт (зубчатых и упругих втулочно-пальцевых)  $\eta = 0,99$ .

Сопротивления от трения в кодовых колесах. Сопротивление (Н) перекачиванию колеса по рельсу (направляющей) при отсутствии проскальзывания

$$W_0 = 2kF/D, \quad (3.4)$$

где  $k$  — коэффициент трения качения, м;  $F$  — радиальная нагрузка на колесо, Н;  $D$  — диаметр колеса, м.

В соответствии с рекомендациями Б. С. Ковальского при перекачивании колеса по рельсу с плоской головкой коэффициент трения качения (м)

$$k = 1,2 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{FD}{E_{\text{пр}}B}}, \quad (3.5)$$

где  $B$  — ширина рабочей поверхности рельса, м;  $E_{\text{пр}}$  — приведенный продольный модуль упругости материала колеса, МПа;

$$\frac{1}{E_{\text{пр}}} = \frac{E_{\text{к}} + E_{\text{р}}}{2E_{\text{к}}E_{\text{р}}}$$

(здесь  $E_{\text{к}}$  и  $E_{\text{р}}$  — продольный модуль упругости соответственно колеса и рельса).

Для стального колеса и рельса

$$k = 2,7 \cdot 10^{-7} \sqrt{\frac{FD}{B}}. \quad (3.6)$$

Для цилиндрического колеса и рельса с выпуклой головкой

$$k = \beta \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{\frac{FD}{E_{\text{пр}}}}, \quad (3.7)$$

где  $\beta$  — геометрический коэффициент, определяемый по рис. 3.1, в зависимости от отношения радиуса кривизны головки рельса к диаметру колеса. Для стальных колеса и рельса

$$k = 1,71 \cdot 10^6 \beta \sqrt[3]{FD}. \quad (3.8)$$

Значения коэффициентов сопротивления качению при нагрузках не более  $5 \cdot 10^5$  Н и типовых значениях  $D/B$ ,  $D$ ,  $r/D$  приведены на рис. 3.2, а и б.

Формулы (3.7)—(3.8) могут быть также использованы для определения коэффициента сопротивления качению колес со сферическим (тороидальным) ободом, взаимодействующих с плоским рельсом. В этом случае  $r$  — радиус кривизны обода.

При перекачивании колеса, снабженного ободом (массивной шиной) из упругого неметаллического материала, по стальной поверхности сопротивление возрастает примерно пропорционально действующей на колесо радиальной нагрузке  $F$  и составляет (0,5—1,5)  $F/100$  %.

При проскальзывании колес относительно рельса к значению сопротивления, определяемому по формуле (3.4), следует добавлять значение сопротивления  $\Delta W_{\text{п}}$ .

При движении цилиндрического колеса по кольцевому рельсу с плоской головкой

$$\Delta W_{\text{п}} = F \frac{B}{2R} f; \quad (3.9)$$

при движении конического колеса по плоскому рельсу

$$\Delta W_{\text{п}} = F \frac{B}{4D_{\text{ср}}} f \operatorname{tg} \alpha; \quad (3.10)$$

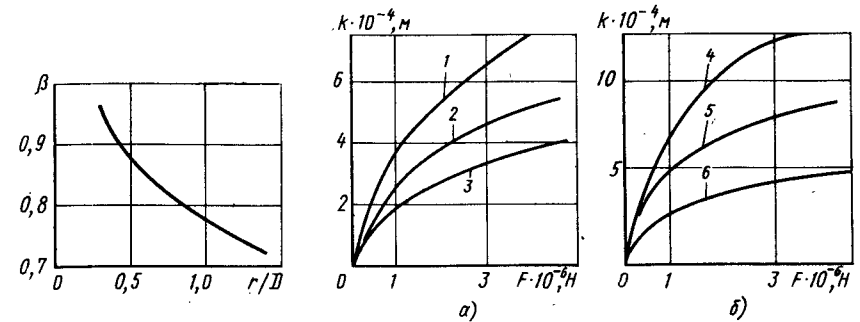


Рис. 3.1. Зависимость коэффициента  $\beta$  от отношения диаметра колеса к радиусу  $r$  скругления головки рельса

Рис. 3.2. Зависимость коэффициентов трения качения  $k$  от нагрузки  $F$  на колесо:

а, б — соответственно плоский и скругленный рельс; 1 —  $D/B = 20$ ; 2 —  $D/B = 10$ ; 3 —  $D/B = 5$ ; 4 —  $D = 0,8$  м,  $r/D = 0,375$ ; 5 —  $D = 0,4$  м,  $r/D = 0,75$ ; 6 —  $D = 0,25$  м,  $r/D = 1,3$

при отклонениях диаметров колес, кинематически связанных между собой и перемещающихся по одному рельсу,

$$\Delta W_{\text{п}} = F \frac{\Delta D}{D} f, \quad (3.11)$$

где  $F$  — радиальная нагрузка на колесо;  $B$  — ширина головки рельса;  $R$  — средний радиус кривизны рельса;  $f$  — коэффициент трения скольжения, для пары сталь по стали  $f = 0,15$ ;  $D_{\text{ср}}$  — средний диаметр колеса;  $\alpha$  — центральный угол конусности колеса;  $\Delta D$  — разность диаметров колес.

При определении суммарных сопротивлений передвижению ходовых колес (сопротивление трения качения, сопротивление от трения в подшипниках и в ребрах колес и др.) используют следующую зависимость:

$$W = \sum F w, \quad (3.12)$$

где  $\sum F$  — суммарная вертикальная нагрузка на ходовые колеса крана или тележки;  $w$  — коэффициент сопротивления движению.

Для предварительных расчетов значения  $w$  могут быть приняты в зависимости от диаметра ходового колеса.

$D$ , м	0,25 ...	0,56 ...	0,80 ...
$w \cdot 10^{-3}$	7,5	6	5

Для козловых кранов, перемещающихся по путям, уложенным на

песчаное или гравийное основание, приведенные выше значения  $w$  следует увеличить на 30 %.

Более точно значения  $w$  могут быть определены по формуле, предложенной Б. С. Ковальским:

$$w = \frac{w_0 + \Delta w}{1 - 0,03L/A}, \quad (3.13)$$

где  $w_0$  — коэффициент, учитывающий суммарное сопротивление от трения качения колеса по рельсу и от трения в подшипниках колеса с диаметром вала  $d$ ;

$$w_0 = \frac{2k + \mu d}{2D};$$

$L$  — пролет крана (колея грузовой тележки);  $A$  — колесная база крана или тележки (для многоколесных ходовых частей — по осям главных балансиров);  $\Delta w$  — коэффициент дополнительных сопротивлений от трения в ребрах ходовых колес, проскальзывания колес по рельсу и трения в подшипниках при действии осевой нагрузки.

Для различных кранов и механизмов рекомендуются следующие значения  $\Delta w$ .

Кран:  
мостовой, полукозловой:  $\Delta w \cdot 10^{-3}$   
с цилиндрическими двухребордными колесами ... 2

- с цилиндрическими безребордными колесами и горизонтальными направляющими роликами . . . . . 1
- с коническими ведущими колесами (отсутствует износ беговой дорожки колес) . . . . . 0
- козловой, перемещающийся по путям:
  - уложенным на бетонный фундамент . . . . . 4
  - уложенным на песчаный или гравийный балласт . . . . . 4
- подвесной мостовой:
  - перемещающийся по путям с наклонными полками . . . . . 5
  - с параллельными полками . . . . . 3
  - с ребордными колесами с безребордными колесами и горизонтальными направляющими роликами . . . . . 2,5
  - грузовые тележки:
    - опорные . . . . . 4
    - подвесные . . . . . 2

При работе привода механизма передвижения только одной стороны крана

$$w = (w_0 + \Delta w) a, \quad (3.14)$$

где  $a$  — коэффициент;  $a = 1,4$  для кранов с направлением движения одной стороной моста, в том числе для козловых кранов с одной жесткой, а другой гибкой опорами;  $a = 1,2$  для кранов с направлением движения обеими сторонами моста.

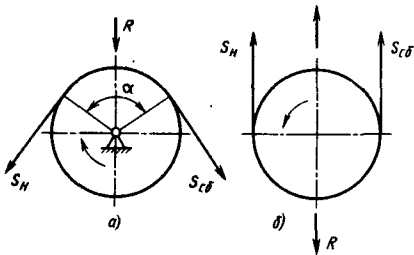


Рис. 3.3. Схема канатных блоков: а, б — блок соответственно с неподвижной и подвижной осями

**Сопротивления в канатно-блочных системах.** При вращении огибаемого канатом блока возникают сопротивления в подшипниках блока и при входе его на блок и выходе с него в результате изгиба каната.

Коэффициент сопротивления от трения в подшипниках блока

$$k_T = 2 \sin \frac{\alpha}{2} \mu \frac{D_{бл}}{d_0}, \quad (3.15)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения в подшипниках;  $d_0$  — диаметр оси блока;  $D_{бл}$  — диаметр блока (по оси каната);  $\alpha$  — угол обхвата канатом блока (см. рис. 3.3, а).

В соответствии с рекомендацией Б. С. Ковальского для блока (рис. 3.3, а) коэффициент, учитывающий сопротивление каната изгибу,

$$k_{из} = C \left( \frac{d_{кан}}{D_{бл}} \right)^2,$$

где  $d_{кан}$  — диаметр каната;  $C$  — коэффициент, зависящий от напряжения растяжения  $\sigma_p = S / \sum A_{п}$  (здесь  $S$  — натяжение каната;  $\sum A_{п}$  — расчетная площадь сечения всех проволок каната).

Для канатов крестовой и одностронней свивки с органическим сердечником при  $\sigma_p < 100 \div 300$  МПа соответственно  $C = 4$  и  $C = 3,5$ ; при  $\sigma_p \geq 100$  МПа рекомендуется принимать для тех же канатов соответственно  $C = 7$  и  $C = 6$ . При благоприятных условиях (температура окружающего воздуха  $15 \dots 20^\circ\text{C}$  и наличии смазочного материала на канате) значения коэффициента  $k_{из}$  можно уменьшить в  $1,5 \dots 3,0$  раза.

Коэффициент полезного действия блока (рис. 3.3, б)

$$\eta_{бл} = 1 - (k_T + k_{из}).$$

В расчетах при обычных соотношениях диаметров оси подшипника и блока  $d_0/D_{бл} = 0,2 \div 0,15$  и угле обхвата блока канатом  $\alpha = 180^\circ$  значения  $\eta_{бл}$  можно принимать по данным табл. 3.2.

При углах обхвата блока канатом менее  $180^\circ$  значения  $\eta_{бл}$ , приведенные в табл. 3.2, следует делить на коррек-

3.2. Расчетные значения КПД блока

Подшипники блока	$D_{бл}/d_{кан}$		
	от 15 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 40
Скольжения (грубые поверхности чугуна по стали; редкая работа)	0,95 ... 0,96	0,96 ... 0,97	0,97 ... 0,98
Качения	0,96 ... 0,97	0,97 ... 0,98	0,98 ... 0,99

Примечание. Приведенные меньшие значения  $D_{бл}/d_{кан}$  относятся к кранам, эксплуатируемым при низких температурах.

тирующий коэффициент  $k$ , принимаемый по рис. 3.4.

Для неподвижного блока (см. рис. 3.3, а) натяжения сбегающей  $S_{сб}$  и набегающей  $S_{н}$  ветвей канатов связаны соотношением

$$S_{н} = S_{сб} \eta_{бл}. \quad (3.16)$$

Для подвижного блока (рис. 3.3, б)

$$\eta_{п. бл} = (1 + \eta_{бл})/2. \quad (3.17)$$

При определении КПД полиспаста следует вводить в расчет среднее значение КПД блока

$$\eta'_{бл} = (1 + 3\eta_{бл})/4. \quad (3.18)$$

При последовательном расположении блоков с неподвижными осями общий КПД

$$\eta_c = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_i,$$

где  $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots$  — КПД отдельных блоков, определяемых с учетом угла обхвата каждого блока канатом.

Значения  $\eta_c$  при  $\alpha = 180^\circ$  приведены в табл. 3.3.

Коэффициент полезного действия полиспаста с числом ветвей  $n$

$$\eta_{пол} = \frac{1 - \eta_{бл}^n}{n(1 - \eta_{бл})}. \quad (3.19)$$

Значения  $\eta_{пол}$  приведены в табл. 3.4.

Натяжение ветвей каната, набегающего на барабан, при подъеме груза

весом  $G_{гр}$ :  $S_{н} = G_{гр}/n\eta_{пол}$ ; натяжение ветвей каната, сбегающего с барабана, при опускании груза  $S_{сб} = G_{гр}\eta_{пол}/n$ .

Натяжение неподвижной ветви каната соответственно при подъеме и опускании груза

$$S_0 = G_{гр}\eta_{пол}/n; \quad S'_0 = G_{гр}/n\eta_{пол}.$$

В канатных тяговых механизмах передвижения грузовой тележки возникают следующие сопротивления ( $H$ ): при провисании тягового каната

$$W_{II} = ql^2/8h; \quad (3.20)$$

при установке грузовой лебедки на мосту и при перекачивании грузового каната по блокам полиспаста

$$W_{II} = \frac{G_{гр}}{n} \eta_{16л}^2 \eta_{26л}^n, \quad (3.21)$$

где  $q$  — распределенная весовая нагрузка тягового каната, Н/м;  $l$  — пролет, по всей длине которого сво-

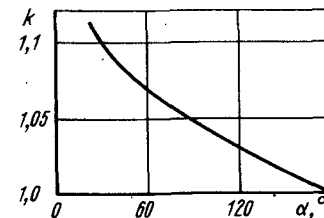


Рис. 3.4. Зависимость коэффициента  $k$  от угла  $\alpha$  обхвата блока канатом

### 3.3. Значения КПД системы последовательно расположенных блоков с неподвижными осями при $\alpha = 180^\circ$

КПД блока	Число блоков						
	2	3	4	5	6	8	10
0,94	0,88	0,83	0,78	0,73	0,69	0,61	0,54
0,95	0,90	0,86	0,81	0,78	0,73	0,66	0,60
0,96	0,92	0,88	0,85	0,81	0,78	0,72	0,66
0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,88	0,85	0,82
0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,92	0,90

### 3.4. Значения КПД полиспастов

КПД неподвижного блока	Кратность полиспаста $n$							
	2	3	4	5	6	8	10	12
0,94	0,98	0,95	0,93	0,91	0,89	0,85	0,82	0,79
0,95	0,98	0,96	0,94	0,93	0,91	0,88	0,85	0,82
0,96	0,98	0,97	0,95	0,94	0,93	0,90	0,87	0,85
0,97	0,99	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,90	0,88
0,98	0,99	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,93	0,92
0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,98	0,97	0,97	0,96

бодно провисает канат,  $m$ ;  $h$  — высота провисания каната,  $m$ ;  $\eta_{16л}$  — КПД входного и выходного блоков тележки с углом обхвата  $\alpha = 90^\circ$ ;  $\eta_{26л}$  — КПД  $n$  остальных блоков полиспаста при  $\alpha = 180^\circ$ .

## Глава 4 ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

### 4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Стальные конструкции кранов следует рассчитывать по методу предельных состояний.

**Первое предельное состояние.** Целью проверки по этому состоянию является обеспечение несущей способности конструкции (предотвращение разрушения, обеспечение устойчивости формы и положения) при возможных неблагоприятных условиях эксплуатации, а также в период испытаний, транспортирования и монтажа, при действии повторяющейся хотя бы один раз нагрузки.

Первому предельному состоянию в общем случае соответствует условие

$$\sigma_{\max} \leq R\gamma_c \quad (4.1)$$

где  $\sigma_{\max}$  — приведенное расчетное напряжение, определяемое с учетом коэффициентов перегрузки и устойчивости;  $R$  — расчетное сопротивление материала, определяемое, исходя из нормативного сопротивления, с учетом коэффициента однородности материала  $\gamma_m$ ;  $\gamma_c$  — коэффициент условий работы рассматриваемого элемента конструкции, учитывающий возможные отклонения элементов конструкций от их проектных размеров, а также несовершенство используемых методов расчета:

$$\gamma_c = \gamma'_c \gamma''_c \gamma'''_c \quad (4.2)$$

[здесь  $\gamma'_c$  — коэффициент условий работы отдельных элементов конструкций;  $\gamma''_c$  — коэффициент условий работы узлов крана (см. гл. 12, 13);  $\gamma'''_c$  — коэффициент условий работы, учитывающий возможные отклонения толщины профилей, износ вследствие коррозии и повреждения металла].

Значения коэффициентов  $\gamma'_c$  условий работы различных элементов конструкций следующие.

Элементы конструкции:  
сжатые элементы решетки (кроме опорных):

из уголков составного таврового сечения при гибкости  $\lambda \geq 60$  . . . . . 0,80

из одиночных равнополочных уголков (или неравнополочных, прикрепленных большей полкой)

раскосы раскосной решетки и перекрестной решетки с совмещенными узлами в смежных границах . . . . . 0,85

раскосы и стойки решеток с несовмещенными узлами в смежных границах . . . . . 0,90

раскосы и стойки решетки при креплении к поясам только через фасонку, без дополнительных подкреплений . . . . . 0,75

из одиночных неравнополочных уголков, прикрепленных меньшей полкой . . . . . 0,75

Сжатые трубчатые и коробчатые элементы решетки и поясов . . . . . 1,0

Затяжки, тяги и подвески, выполненные из прокатной стали Растянутые элементы решетки и поясов . . . . . 0,95

Растянутые и сжатые элементы поясов из одиночных уголков Сплошные балки при расчетах на общую устойчивость . . . . . 0,85

Для элементов, не указанных в приведенных выше данных,  $\gamma'_c$  следует принимать с учетом конкретных осо-



беиностей работы, но не более единицы.

Значения коэффициента условий работы  $\gamma_c$  в зависимости от профиля элемента следующие.

Профиль элемента:

открытый при толщине полки (стенки) менее 6 мм и замкнутый при толщине полки менее 5 мм . . . . . 0,90  
все виды профилей и листы (включая коробчатые сечения), кроме указанных выше: при отсутствии данных о фактических значениях технологических допусков на изготовление . . . . . 0,95  
при наличии гарантированных данных расчета по вероятным размерам и фактических значений допусков . . . . . 1,0

**Второе предельное состояние.** По этому предельному состоянию проверяют сопротивление усталости конструкции. В этом случае должно быть выполнено следующее условие:

$$\sigma_{\max} \leq R_v \gamma_v, \quad (4.3)$$

где  $\sigma_{\max}$  — приведенное расчетное напряжение, учитывающее переменность нагрузки, действующей на любой элемент конструкции за срок службы;  $R_v$  — расчетное сопротивление усталости.

**Третье предельное состояние.** Критериями для этого предельного состояния могут являться статические деформации конструкции и динамические, характеризующиеся показателями колебательного процесса.

При расчете стальных конструкций учитывают группу режима крана. При этом конструкции кранов, предназначенных для транспортирования грузов, нагретых до температуры более 300 °С, или расплавленного металла, шлака, ядовитых, взрывчатых веществ и других опасных грузов, должны рассчитывать с учетом условий, соответствующих группе режима крана 6К.

При расчете стальных конструкций следует базироваться на данные ОСТ 24.090.72—83 «Нормы расчета стальных конструкций мостовых и

козловых кранов»; для расчета отдельных элементов конструкций рекомендуется использовать данные СНиП II-23—81 «Стальные конструкции. Нормы проектирования», а также работ [22, 31, 60, 64].

При использовании нормативов и методик, разработанных применительно к строительным конструкциям (в том числе СНиП II-23—81), следует иметь в виду, что для стальных конструкций грузоподъемных кранов пластические деформации не допускаются.

#### 4.2. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ

Силовые факторы в элементах металлических конструкций грузоподъемных кранов определяют с учетом весовых нагрузок от массы груза и конструкции крана и динамических нагрузок, возникающих при переходных режимах работы механизмов кранов. Для мостовых кранов следует также учитывать динамические нагрузки при движении по стыкам, осевые нагрузки на ходовые колеса, возникающие при передвижении кранов, а для козловых кранов — нагрузки перекоса при установившемся движении.

Для стальных конструкций кранов отдельных типов и при определенных условиях их эксплуатации, монтажа и транспортирования учитывают также нагрузки ветровые, динамические при ударе крана о буфер, сейсмические, транспортные и технологические.

При проверке отдельных элементов, преимущественно настилов, ограждений и узлов крепления кабины, учитывают нагрузки от массы находящихся на кране людей и массы используемых при эксплуатации и ремонте кранов материалов и оборудования.

Нагрузки при расчете стальных конструкций определяют с учетом особенностей принятого метода расчета — по предельным состояниям.

**Весовые нагрузки от массы груза.** При работе кранов практически невозможно избежать подъема грузов, масса которых в той или иной степени не превышала бы номинальную грузоподъемность крана.

Вероятность возникновения и значе-

#### 4.1. Значения $k_Q$ для крюковых кранов

Грузоподъемность крана, т	Группа режима крана			
	1К; 2К	3К; 4К	5К	6К...8К
До 5	1,15	1,25	1,35	1,50
Св. 5 до 12,5	1,10	1,20	1,25	1,50
» 12,5 » 20	1,10	1,15	1,20	1,40
» 20	1,10	1,10	1,15	1,40

чайны, но в определенной мере обусловлены видом транспортируемых грузов и технологией перегрузочных работ. С увеличением интенсивности работы вероятность перегрузки обычно возрастает, причем у кранов относительно небольшой грузоподъемности она больше. Эта вероятность учитывается коэффициентом перегрузки  $k_Q$ .

Расчетная весовая нагрузка на металлоконструкцию от массы груза

$$F_p = k_Q G_{гр}, \quad (4.4)$$

где  $k_Q$  — коэффициент перегрузки (табл. 4.1);  $G_{гр}$  — вес груза.

Коэффициент  $k_Q$  для грейферных и магнитных кранов, работа которых сопряжена с динамическими нагрузками, следует увеличивать.

Соответственно статистическим данным о вероятности возникновения перегрузки допускается изменять значения  $k_Q$ , приведенные в табл. 4.1.

**Вертикальные динамические нагрузки.** Они возникают при работе механизма подъема груза и действуют на грузозахватный орган

$$F_{д.в} = (G_{гр} + G_{п}) k_{д.в}, \quad (4.5)$$

где  $G_{гр}$  — вес груза;  $G_{п}$  — вес грузозахватного органа;  $k_{д.в}$  — динамический коэффициент.

Значения  $k_{д.в}$  находят по рис. 4.1; для некоторых особых условий значения  $k_{д.в}$  следует умножать на корректирующий коэффициент  $m$  (табл. 4.2).

У козловых и консольных поворотных кранов на колонне при работе механизма подъема груза кроме вертикальных нагрузок возникают горизонтальные динамические нагрузки, которые в козловых кранах действуют

в продольном направлении относительно моста, а в консольных кранах в продольном направлении относительно стрелы (рис. 4.2, а, б). Горизонтальная динамическая нагрузка

$$F_{д.г} = k_{г.г} F_{д.в}, \quad (4.6)$$

где  $F_{д.в}$  — вертикальная динамическая нагрузка, определяемая по формуле (4.5);  $k_{г.г}$  — геометрический коэффициент.

Для козловых кранов значения  $k_{г.г}$  можно принимать по данным табл. 4.3.

Для консольных кранов

$$k_{г.г} = 1,5 \frac{\delta_x}{\delta_y}, \quad (4.7)$$

где  $\delta_x$ ,  $\delta_y$  — соответственно горизонтальные и вертикальные перемещения головки стрелы при действии веса груза.

Вертикальная динамическая нагрузка, возникающая при прохожде-

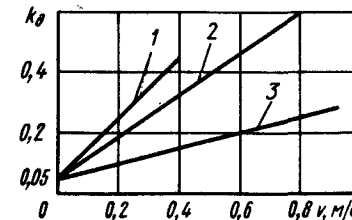


Рис. 4.1. Зависимость динамического коэффициента  $k_{д.в}$  от скорости подъема груза:

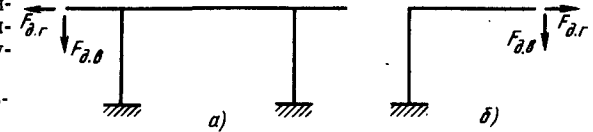
1 — двигатель с короткозамкнутым ротором; 2 — двигатель с контактными коллекторами; 3 — система плавного регулирования

4.2. Значения корректирующего коэффициента  $m$ 

Грузо-захватный орган	Характер изменения нагрузки на механизм подъема груза	Перемещаемый груз	$m$
Крюк	Весьма плавное нарастание вследствие высокой податливости груза	Пачки хлыстов	0,50
	Постепенное увеличение вследствие неодновременного отрыва груза от основания	Строительные детали, металлопрокат	0,75
	Резкое нарастание в результате одновременного отрыва груза от основания	Литейные изложницы при подъеме с металлического пола	1,5
Грейфер	Относительно плавное нарастание (отсутствие резких толчков и защемлений грейфера)	Насыпные грузы, уложенные в штабель	1,1
	Возможность резкого увеличения вследствие толчков при работе, защемления грейфера или груза	Круглый лес из вагонов, груз, находящийся в воде	1,5
Электромагнит	Постепенное нарастание в условиях, исключающих притягивание груза к основанию или сцепление частей груза между собой	Стальные детали, уложенные на неметаллическое основание, разделанный скрап	1,1
	Ограниченное увеличение вследствие частичного притягивания груза к основанию или сцепления частей груза между собой	Стальные детали, уложенные на металлическую решетку, пачки листового материала (возможность регулирования магнитного поля)	1,4
	Резкое увеличение нагрузки в результате интенсивного притягивания груза к основанию или при сцеплении частей груза между собой	Стальные детали, уложенные на массивное сплошное стальное основание, пачки листов (отсутствие регулирования магнитного поля)	1,7

Рис. 4.2. Схема действия горизонтальных динамических нагрузок, возникающих при подъеме груза краном:

$a$  — козловым;  $b$  — консольным.



нин колесами мостового крана стыков крановых рельсовых путей,

$$F_{i \text{ д. к.}} = \psi G_i, \quad (4.8)$$

где  $F_{i \text{ д. к.}}$  — нагрузка, действующая на  $i$ -й элемент конструкции;  $G_i$  — вес  $i$ -го элемента;  $\psi$  — коэффициент толчков (табл. 4.4).

При определении  $F_{i \text{ д. к.}}$  весовую нагрузку от массы грузозахватного органа и груза не учитывают. Для кранов с числом ходовых колес 8 и 12 значения  $F_{i \text{ д. к.}}$  следует уменьшить соответственно на 50 и 66 %. При укладке крановых рельсов на упругой подкладке или деревянных шпалах значения  $F_{i \text{ д. к.}}$  необходимо дополнительно уменьшить на 30 %.

При пуске и торможении механизма передвижения крана на элементы несущей конструкции крана действуют динамические горизонтальные нагрузки

$$F_{i \text{ д.}} = 0,15 G_i a, \quad (4.9)$$

где  $a$  — расчетное пусковое ускорение, определяемое без учета действия ветра и уклона путей;  $G_i$  — вес элемента конструкции.

Динамическая нагрузка от массы груза, подвешенного на канате, и массы грузозахватного органа

$$F'_{i \text{ д.}} = 0,10 (G_{\text{гр}} + G_{\text{п}}) a. \quad (4.10)$$

Динамические нагрузки при ударе буфера о препятствие (ОСТ 24.090.72—83) должны учитываться только в том случае, если скорость крана при наезде на упоры будет более 0,7 м/с.

Наибольшая нагрузка, действующая на буфер: пружинный

$$P_{\text{max}} = 0,675 \frac{\sum m_{\text{кр}} v_0^2}{s}; \quad (4.11)$$

гидравлический

$$P_{\text{max}} = 0,40 \frac{\sum m_{\text{кр}} v_0^2}{s}, \quad (4.12)$$

где  $m_{\text{кр}}$  — масса крана и вращающихся элементов механизма передвижения, приведенная к ободу ходового колеса (для крана — без учета подвешенного на канате груза), кг;  $s$  — осадка буфера, м;  $v_0$  — скорость наезда крана (тележки) на упор, м/с.

4.3. Значения коэффициента  $k_T$  для козловых кранов

Кран	Расположение грузовой тележки	$k_T$
С одной гибкой и другой жесткой опорам С двумя жесткими опорам	На консоли жесткой опоры	0,60
	В центре пролета	0,45
	На консоли гибкой опоры	0,30
	В центре пролета	0,00
	На консоли любой из опор	0,15

4.4. Значения коэффициента  $\psi$ 

Скорость передвижения мостового крана, м/с	Рельсы	
	со стыками, нескрепленными или на болтовых накладках	без стыков или с механчески обработанными сварными стыками
До 0,50	0	0
Св. 0,50 до 0,83	0,1	0
» 0,83 » 1,0	0,1	0
» 1,0 » 1,6	0,2	0,1
» 1,6 » 2,5	0,2	0,2
» 2,5	—	0,2

Расчетное замедление, соответствующее  $P_{\max}$ ,

$$a' = 2P_{\max} / \sum m_{кр}. \quad (4.13)$$

При расчете металлических конструкций значения  $a'$  подставляют в формулы (4.9) и (4.10) вместо ускорения  $a$ .

Более точное определение нагрузок при ударе буфера крана о препятствие приведено в работах П. З. Петухова.

Динамические нагрузки, возникающие при работе механизма вращения поворотных кранов, можно учитывать в виде сосредоточенной нагрузки, приложенной к точке подвеса грузового каната:

$$F_{вр} = \frac{M_{дв \max} i \eta}{L}, \quad (4.14)$$

где  $M_{дв \max}$  — максимальный момент двигателя;  $i$  — передаточное число от двигателя к стреле;  $\eta$  — КПД передачи;  $L$  — вылет крюка.

#### 4.3. РАСЧЕТНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Расчетные сопротивления металлоконструкций из проката или труб для различных видов напряженного со-

#### 4.5. Расчетные сопротивления сварных соединений

Соединение	Напряженное состояние	Расчетные сопротивления
Стыковое	Сжатие, растяжение и изгиб (при контроле качества сварного шва физическими методами)	$R_{wy} = R_y$
	Растяжение и изгиб (при отсутствии контроля качества сварного шва физическими методами)	$R_{wy} = 0,85R_y$
	Сдвиг	$R_{ws} = 0,58R_y$
С угловыми швами	Срез (условный): по металлу шва по металлу границы сплавления	$R_{wf} = 0,55R_{wun}/\gamma_m$ $R_{wz} = 0,45R_{un}/\gamma_m$

Примечание. Значение коэффициента неоднородности металла  $\gamma_m$  сварного шва следует принимать равными: 1,25 при  $R_{wun}$  не более 490 МПа; 1,35 при значениях  $R_{wun} = 590$  МПа и более.

стояния и в зависимости от коэффициента неоднородности материала  $\gamma_m$  при растяжении-сжатии, изгибе и сдвиге:

$$R_y = R_{yn}/\gamma_m; R_u = R_{un}/\gamma_m;$$

$$R_s = 0,58R_{yn}/\gamma_m,$$

где  $R_{yn}$ ,  $R_{un}$  — соответственно предел текучести и временное сопротивление стали разрыву.

Расчетные сопротивления при растяжении в направлении толщины проката

$$R_{th} = 0,5R_{yn}/\gamma_m;$$

при смятии торцевой поверхности при наличии пригонки

$$R_p = R_{un}/\gamma_m.$$

Значения коэффициента неоднородности материала  $\gamma_m$  следует принимать с учетом рекомендаций СНиП II-21-83. Для сталей обычного качества (ГОСТ 380-71) и низколегированных с пределом текучести до 380 МПа (ГОСТ 19281-73 и ГОСТ 19282-73)  $\gamma_m = 1,05$ ; для сталей (ГОСТ 19281-73 и ГОСТ 19282-73) с  $\sigma_T > 380$  МПа  $\gamma_m = 1,1$ ; для низколегированных сталей с сортировкой по

группам прочности (ТУ 14-1-3023-80)  $\gamma_m = 1,025$ . При применении сталей, для которых отсутствуют нормированные значения коэффициента неоднородности материала, следует принимать  $\gamma_m = 1,15$ .

Расчетные сопротивления сварных соединений определяют в зависимости от расчетного сопротивления основного металла, с учетом вида напряженного состояния и метода контроля качества шва (табл. 4.5).

Нормативные сопротивления  $R_{wun}$  металла швов, выполняемых ручной дуговой сваркой, следует принимать равными значениям временного сопротивления разрыву металла шва, приведенным в ГОСТ 9467-75 в зависимости от типа электрода, а автоматической и полуавтоматической сваркой — по данным табл. 4.6.

Расчетные сопротивления стыковых сварных соединений элементов из сталей с разными нормативными сопротивлениями следует принимать, как для соединений с меньшим значением сопротивления.

Расчетные сопротивления  $R_{bs}$  и  $R_{bt}$  болтовых соединений соответственно при срезе и растяжении принимают по данным табл. 4.7 в зависимости от класса точности болта (ГОСТ 1759-70).

#### 4.6. Нормативные сопротивления $R_{wun}$ металла шва, МПа

Тип электрода	Наплавляемая проволока при автоматической и полуавтоматической сварке		$R_{wun}$
	под флюсом	в углекислом газе	
Э42, Э42А	Св-0,8; Св-0,8А	—	410
Э46, Э46А	Св-0,8ГА	—	450
Э50, Э50А *	Св-10ГА	Св-0,8Г2С; Св-0,8Г2СЦ	490

\* Может быть применена проволока из порошковых материалов ПП-АН4, ПП-АН8, ПП-АН9, ПП-АН10.

#### 4.7. Расчетные сопротивления срезу и растяжению болтовых соединений, МПа

Напряженное состояние	Класс точности болтов			
	4,6	5,6	6,6	8,8
Срез ( $R_{bs}$ )	150	190	230	320
Растяжение ( $R_{bt}$ )	175	210	250	400

#### 4.8. Расчетные сопротивления смятию болтовых соединений, МПа

Временное сопротивление стали соединяемых элементов $R_{un}$	Точность болта	
	повышенная	нормальная и грубая
365	400	365
390	445	400
420	500	450
450	560	500
500	665	590
550	775	685

Расчетные сопротивления смятию  $R_{bp}$  болтовых соединений принимают в зависимости от временного сопротивления  $R_{un}$  стали соединяемых элементов при пределе текучести стали до 440 МПа (табл. 4.8).

Более подробные указания по определению расчетных сопротивлений болтовых соединений приведены в СНиП II-23-81.

#### 4.4. РАСЧЕТ РАСТЯНУТЫХ, СЖАТЫХ И СЖАТО-ИЗОГНУТЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Растянутые и сжатые элементы. При расчете на прочность элементов металлоконструкций, подверженных центральному растяжению или сжатию под действием силы  $N$ , следует выполнять следующее условие:

$$\frac{N}{A_n} \leq R_y \gamma_c. \quad (4.15)$$

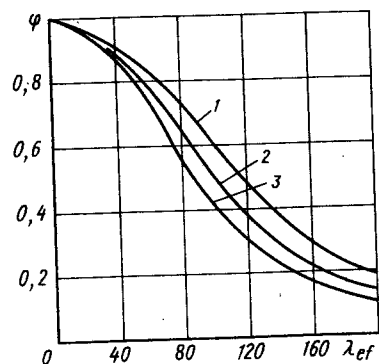


Рис. 4.3. Зависимость коэффициента снижения расчетного сопротивления  $R_y$  от гибкости  $\lambda_{ef}$ :

1 —  $R_y = 200$  МПа; 2 —  $R_y = 280$  МПа;  
3 —  $R_y = 360$  МПа

где  $A_n$  — площадь сечения элемента с учетом местных ослаблений;  $\gamma_c$  — коэффициент условий работы металлоконструкций.

При расчете на устойчивость сплошностенчатых элементов, нагруженных центральной силой  $N$ , следует выполнять следующее условие:

$$\frac{N}{\Phi A_{бр}} \leq R_y \gamma_c \quad (4.16)$$

где  $A_{бр}$  — площадь сечения элемента без учета местных ослаблений;  $\Phi$  — коэффициент устойчивости (снижения расчетного сопротивления при центральном сжатии).

Значения  $\Phi$  принимают по данным СНиП II-23-81 или по рис. 4.3 с уче-

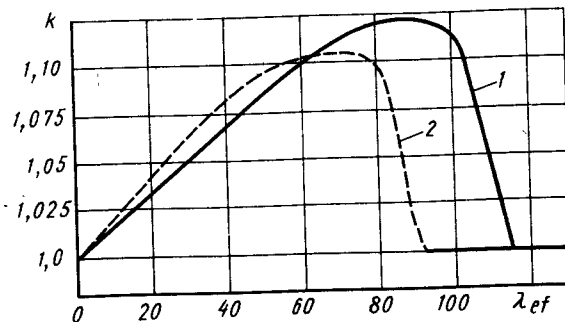


Рис. 4.4. Поправочный коэффициент  $\Phi$  для трубчатых элементов:

1 — при  $R_y = 200 \dots 240$  МПа; 2 — при  $R_y = 280$  МПа

том расчетного сопротивления материала и гибкости элемента

$$\lambda_{ef} = l_{ef}/i, \quad (4.17)$$

где  $l_{ef}$  — расчетная длина элемента;  $i$  — радиус инерции сечения элемента.

Для элементов трубчатого сечения при  $\lambda_{ef} < 95 \dots 115$  значения  $\Phi$  следует умножить на поправочный коэффициент  $k$ , определяемый по рис. 4.4.

При определении  $l_{ef}$  следует учитывать характер изменения сечения элемента по его длине, а также степень податливости конечных креплений элемента.

Для элементов плоских конструкций или плоских граней пространственных конструкций степень податливости креплений учитывают следующим образом. При продольном изгибе в направлении плоскости грани конструкции для элементов решетки (раскосов и стоек, кроме опорных) принимают  $l_{ef} = 0,8l$  (здесь  $l$  — расстояние между точками крепления элементов к поясам или смежным элементам (рис. 4.5)).

При выполнении конструкций из одиночных уголков или примыкании элементов к стенкам поясов  $l_{ef} = 0,9l$ .

При продольном изгибе, направленном перпендикулярно к плоскости грани,  $l_{ef} = 1,0l_1$  (здесь  $l_1$  — расстояние между точками крепления концов элементов пояса или решетки в направлении, перпендикулярном к этой плоскости). Однако при поясах замкнутого сечения, например коробчатых, и примыкании элементов решетки к стенкам поясов для элементов решетки  $l_{ef} = 0,9l_1$ .

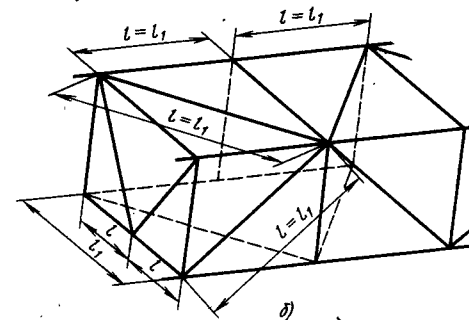
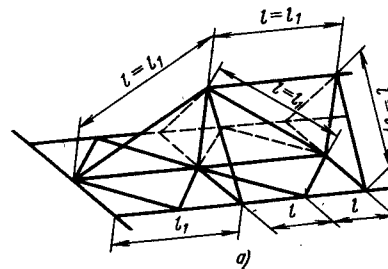


Рис. 4.5. Схемы к определению расчетной длины элементов решетчатых металлоконструкций:

*a* — металлоконструкция из горизонтальной и вертикальной решеток с опорным раскосом; *b* — четырехгранная металлоконструкция

При определении значений  $l_{ef}$  радиусы инерции  $i$  сечений из одиночных уголков принимают равными:  $i = i_{\min}$  при расчетной длине элемента  $l$  или  $0,9l$  (здесь  $l$  — расстояние между ближайшими узлами);  $i = i_x$  или  $i = i_y$  в зависимости от направления продольного изгиба относительно оси уголка, перпендикулярной или параллельной плоскости фермы.

**Сжато-изогнутые стержни.** Наиболее точно оценить напряженное состояние этих стержней можно с использованием методов расчета по деформированному состоянию.

Для любого сечения стержня

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{\Sigma M}{W}, \quad (4.18)$$

где  $N$  — продольная сила;  $A$  — площадь поперечного сечения;  $W$  — момент сопротивления сечения;  $\Sigma M$  — суммарный изгибающий момент, действующий в сечении;

$$\Sigma M = M_0 + Ne + N \Delta e \quad (4.19)$$

[здесь  $M_0$  — изгибающий момент от поперечной силы  $P$ ;  $Ne$  — момент от внецентренно приложенной силы  $N$ ;

$e$  — плечо;  $\Delta e$  — прогиб стержня (рис. 4.6, *a*);  $\Delta e = \Delta e' + \Delta e''$ ;  $\Delta e'$  — прогиб стержня, вызываемый поперечным изгибом стержня;  $\Delta e''$  — дополнительный прогиб от действия продольной силы (рис. 4.6)].

При назначении величины  $e$  учитывают также начальные несовершенства конструкции. Данный метод пригоден при любом направлении плоскостей действия моментов относительно осей симметрии сечения [76].

При ориентировочных расчетах на гибкости стержня  $\lambda \leq 60 \dots 80$  можно принимать  $\Delta e'' = 0$ . При  $150 \leq \lambda < 81$

$$\Delta e'' = \Delta e' \frac{\nu}{\nu - 1}, \quad (4.20)$$

где  $\nu$  — запас устойчивости стержня по Эйлеру;

$$\nu = \frac{N_{кр}}{N}; \quad N_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{l_{ef}^2}$$

Если требуется проверить только устойчивость стержня, без определения  $\Sigma M$ , то используют методику проверки устойчивости по СНиП II-23-81.

Для ориентировочных расчетов при проверке устойчивости в пло-

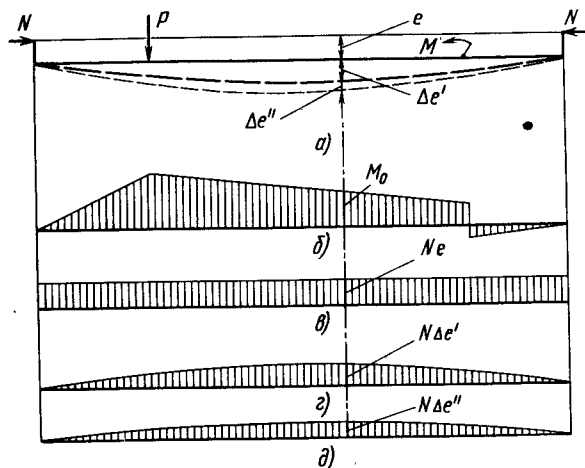


Рис. 4.6. Схема к определению изгибающего момента:

*a* — схема деформированного стержня; *b*, *в* — эпюры изгибающих моментов для недеформированного стержня соответственно от момента  $M_0$  и продольной силы  $N$ ; *г*, *д* — эпюры изгибающих моментов соответственно от деформаций  $\Delta e'$  и  $\Delta e''$

скорости действия изгибающего момента допускается использовать формулу

$$\sigma = \frac{N}{A\varphi} + \frac{M'}{W}, \quad (4.21)$$

где  $M'$  — наибольший изгибающий момент, действующий в пределах  $1/3$  длины стержня.

#### 4.5. РАСЧЕТ ИЗГИБАЕМЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

При проверке прочности элементов, изгибаемых в одной из главных плоскостей моментом  $M$ , следует выполнить следующее условие:

$$\frac{M}{W_{\min}} \leq R_y \gamma_c, \quad (4.22)$$

где  $W_{\min}$  — минимальный момент сопротивления сечения элемента.

Значения касательных напряжений  $\tau$  в сечениях изгибаемых элементов, нагруженных поперечной силой  $Q$ , должны удовлетворять условию

$$\tau = \frac{QS_{бр}}{J_{бр}t} \leq R_s \gamma_c, \quad (4.23)$$

где  $S_{бр}$  — статический момент отсеченной части сечения;  $J_{бр}$  — момент инерции сечения;  $t$  — толщина стенки (двух стенок).

При наличии ослабления стенки отверстиями для болтов значения  $\tau$  по

формуле (4.23) умножают на коэффициент

$$\alpha = a/(\bar{a} - d), \quad (4.24)$$

где  $a$  — шаг отверстий;  $d$  — диаметр отверстия.

Для стенок балок, рассчитываемых по формуле (4.23), должны быть выполнены условия

$$\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \leq 1,15R_y \gamma_c, \quad (4.25)$$

$$\tau_{xy} \leq R_s \gamma_c,$$

где  $\sigma_x = My/J$  (здесь  $y$  — расстояние от нейтральной оси до рассматриваемой точки сечения);  $\tau_{xy} = Q/(th)$  — среднее касательное напряжение, вычисляемое с учетом формулы (4.23);  $h$  — высота стенки.

При проверке общей устойчивости двутавровых балок для ориентировочных расчетов устойчивость сжатого пояса можно рассматривать в направлении его максимального момента инерции.

Для более точной оценки устойчивости рекомендуется использовать зависимость

$$F \leq P_{кр} \gamma_c; \quad M \leq M_{кр} \gamma_c, \quad (4.26)$$

где  $F$ ,  $M$  — соответственно действующая в плоскости наибольшего момента инерции сечения балки расчетная сосредоточенная нагрузка и изгибаю-

щий момент;  $P_{кр}$ ,  $M_{кр}$  — критические нагрузки и изгибающий момент.

Значения  $P_{кр}$  (кН) и  $M_{кр}$  (кН·м) определяют по формулам:

$$P_{кр} = 1,3 \cdot 10^4 k k' k'' \frac{\sqrt{J_y J_d}}{l^2}; \quad (4.27)$$

$$M_{кр} = 1,3 \cdot 10^3 k k' k'' \frac{\sqrt{J_y J_d}}{l^2}, \quad (4.28)$$

где  $J_y$  — момент инерции сечения балки относительно вертикальной оси,  $\text{см}^4$ ;  $J_d$  — момент инерции сечения балки на кручение,  $\text{см}^4$ ;  $l$  — пролет балки, см;  $k$  — коэффициент формы сечения;

$$k = \sqrt{1 + 4 \frac{h^2}{l^2} \frac{J_d}{J_y}};$$

$h$  — высота сечения балки, см;  $k'$  — коэффициент, учитывающий вид и характер нагружения балки (табл. 4.9);  $k''$  — коэффициент, учитывающий высоту приложения нагрузки; его определяют в зависимости от изгибно-крутильной характеристики сечения, пролета балки  $l$  и отношения  $\alpha = l/h$  по рис. 4.7 [92].

При сечении балки, имеющем только одну вертикальную ось симметрии,

$$J_y = \frac{2J'_y J''_y}{J'_y + J''_y}, \quad (4.29)$$

#### 4.9. Значения коэффициента $k'$ в зависимости от характера нагружения балки

Схема нагружения балки	$k'$
	$5,2 \cdot 10^4$
	$23,0 \cdot 10^4$
	$7,2 \cdot 10^4$
	$4,1 \cdot 10^4$

где  $J'_y$ ,  $J''_y$  — моменты инерции верхней и нижней полок относительно вертикальной оси [35].

При совместном действии поперечной и продольных нагрузок для проверки устойчивости балок можно ис-

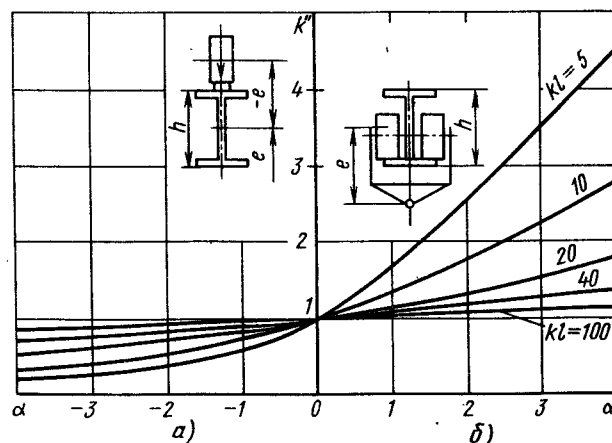


Рис. 4.7. Зависимость коэффициента  $k''$  от  $\alpha = l/h$ :

$\alpha < 0$  — при перемещении ходовых колес грузовой тележки по верхнему пояску балки;  $\alpha > 0$  — при перемещении ходовых колес по полкам нижнего пояса балки

пользовать следующие зависимости:

$$\frac{F^2}{P_{кр}^2} + \frac{N^2}{N_{кр}^2} \leq \gamma_c; \quad (4.30)$$

$$\frac{M^2}{M_{кр}^2} + \frac{N^2}{N_{кр}^2} \leq \gamma_c; \quad (4.31)$$

где  $F$  и  $N$ ,  $M$  — соответственно действующие на балку поперечные и сжимающие нагрузки, изгибающий момент;  $P_{кр}$  и  $N_{кр}$ ,  $M_{кр}$  — соответственно критические значения поперечной и сжимающей нагрузки, изгибающего момента при их раздельном действии.

Проверку устойчивости балок из стали при  $R_y \leq 240$  МПа производят не следует, если отношение расстояния  $l$  между точками закрепления сечений балки от поворота к ширине  $b$  сжатого пояса не превышает  $l/b = 15$  и  $l/b = 24$  при нагрузке, приложенной соответственно к нижнему и верхнему поясам. При  $R_y \geq 240$  МПа эти значения  $l/b$  уменьшают на 20 %.

#### 4.6. ПРОВЕРКА УСТОЙЧИВОСТИ СТЕНОК И ПОЯСНЫХ ЛИСТОВ ИЗГИБАЕМЫХ И СЖАТЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Стенки и поясные листы рассматривают как тонкие пластины, нагруженные в срединной поверхности сжимающими и сдвигающими силами.

Критическое напряжение  $\sigma_{кр}$ , определяемое в предположении упругой работы пластины, соответствует отношению ширины пластины к ее толщине  $b/t > 60 \dots 100$ . Для пластин с  $b/t < 60 \dots 100$  расчетные значения  $\sigma_{кр}$  будут превышать предел пропорциональности материала  $\sigma_{п}$ , что соответствует области работы пластины за пределами упругости.

В соответствии с действующими в краностроении нормативами в качестве предельных принимают нагрузки, вызывающие потерю устойчивости в упругой области. Однако в реальных конструкциях, состоящих из нескольких элементов, при выпучивании одного из элементов происходит перераспределение нагрузок на другие элементы и

воны, не потерявшие устойчивости, выпучившегося элемента. При этом конструкция продолжает сохранять работоспособное состояние [26].

Предельная нагрузка, воспринимаемая сжатой пластиной,

$$F_{пред} \approx bt \sqrt{\sigma_T \sigma_{кр}}, \quad (4.32)$$

где  $b$  — ширина пластины;  $t$  — толщина пластины;  $\sigma_T$  — предел текучести материала пластины;  $\sigma_{кр}$  — критическое напряжение, определяемое в предположении упругой работы пластины.

Указания по расчету местной устойчивости элементов балок и стенок (полки) открытых профилей приведены в СНиП II-23-81, а для гнутых профилей в работе [28].

Проверка устойчивости стенок и поясных листов, изгибаемых балок крановых конструкций. Рассматриваются стенки балок, не испытывающие местной сжимающей нагрузки.

Проверяется устойчивость отсека стенки (пластины), ограниченного поясами балки и соседними поперечными основными ребрами жесткости (рис. 4.8).

Расчет выполняют с учетом нормального сжимающего и среднего касательного напряжений у расчетной границы стенки:

$$\sigma = \frac{M_x}{J_x} y; \quad (4.33)$$

$$\tau = Q/(th), \quad (4.34)$$

где  $J_x$  — момент инерции площади сечения относительно оси  $X$ ;  $M_x$ ,  $Q$  — средние значения соответственно момента и поперечной силы в пределах отсека; при  $a \geq h$  их следует определять для более напряженного участка.

Устойчивость стенок не требуется проверять, если условная гибкость стенки

$$\bar{\lambda}_\omega = \frac{h_{ef}}{t} \sqrt{R_y/E} \quad (4.35)$$

не превышает значений 3,5 и 3,2 соответственно при двусторонних и односторонних поясных швах.

Расчет стенок балок симметричного сечения относительно горизонтальной оси поперечного сечения, усиленных

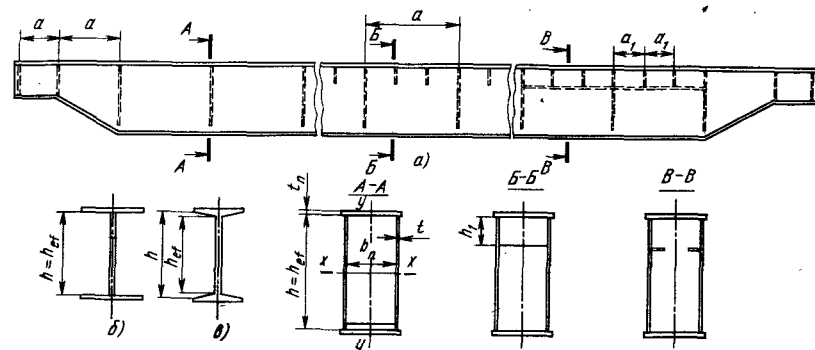


Рис. 4.8. Схема балок крановых конструкций:

а — общий вид балки; б — поперечное сечение составной двутавровой балки; в — поперечное сечение прокатной двутавровой балки

только диафрагмами, следует выполнять по формулам:

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma}{\sigma_{кр}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{кр}}\right)^2} \leq \gamma_c; \quad (4.36)$$

$$\sigma_{кр} = 6,5 \cdot 10^6 \left(\frac{t}{h_{ef}}\right)^2; \quad (4.37)$$

$$\tau_{кр} = 1,25 \cdot 10^6 \left(1 + \frac{0,76}{\mu^2}\right) \frac{t^2 R_s}{d R_y}, \quad (4.38)$$

где  $d$  — длина меньшей стороны пластины ( $h_{ef}$  или  $a$ );  $\mu$  — отношение большей стороны пластины к меньшей.

В стенке балки симметричного сечения, усиленной, кроме диафрагм, одним продольным ребром жесткости, расположенным на расстоянии  $h_1$  от расчетной (сжатой) грани отсека (рис. 4.8, сечение Б—Б) пластины, на которые это ребро разделяет отсек, следует рассчитывать отдельно.

При расчете пластины, расположенной между сжатым поясом и продольным ребром, должно быть соблюдено условие

$$\frac{\sigma}{\sigma_{cr1}} + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}}\right)^2 \leq \gamma_c; \quad (4.39)$$

$$\text{где } \sigma_{cr1} = 1 \cdot 10^6 \frac{t^2}{h_1^2 (1 - h_1/h_{ef})}. \quad (4.40)$$

Пластины, расположенную между продольным ребром и растянутым поя-

сом, следует рассчитывать по формуле

$$\sqrt{\left[\frac{\sigma(1 - 2h_1/h_{ef})}{\sigma_{cr2}}\right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr2}}\right)^2} \leq \gamma_c; \quad (4.41)$$

$$\text{где } \sigma_{cr2} = \frac{1,14 \cdot 10^6 f^2}{(0,5 - h_1/h_{ef})^2 h_{ef}^2}. \quad (4.42)$$

Критические касательные напряжения  $\tau_{cr1}$ ,  $\tau_{cr2}$  определяют по формуле (4.38) с подстановкой в них размеров проверяемых пластин.

При усилении верхней пластины дополнительными короткими поперечными ребрами (см. рис. 4.8) верхнюю пластину рассчитывают по формулам (4.37) и (4.38), в которых следует вводить величину  $a_1$  (расстояние между осями смежных коротких ребер).

При отсутствии продольных ребер жесткости и выполнении стенок только с диафрагмами и короткими ребрами для расчета используют формулы (4.37) — (4.38), причем значения расчетной высоты следует уменьшать на 10 % ( $h_{ef} = 0,9h$ ).

Проверку устойчивости стенок балок с более развитым сжатым поясом следует выполнять с учетом следующих изменений. Для стенок, усиленных только диафрагмами, в формулах (4.37) — (4.39) значения  $h_{ef}$  следует принимать равными удвоенному расстоянию от нейтральной оси до сжатой стороны отсека. Для стенок, усилен-

4.10. Необходимый момент инерции сечения  $J_s$  продольного ребра

$h_1/h_{ef}$	Значения $J_s$		
	необходимые	минимальные	максимальные
0,20	$(2,5 - 0,5a/h_{ef})(a^2t^3/h_{ef})$	$1,5h_{ef}t^3$	$7h_{ef}t^3$
0,25	$(1,5 - 0,4a/h_{ef})(a^2t^3/h_{ef})$	$1,5h_{ef}t^3$	$3,5h_{ef}t^3$
0,30	$1,5h_{ef}t^3$	—	—

ных поперечным и одним продольным ребром, в формуле (4.41) вместо  $h_{1ef}/h_{ef}$  необходимо подставлять  $\alpha h_1/(2h_{ef})$ , а в формуле (4.42) вместо  $(0,5 - h_1)/h_{ef}$  следует подставить  $(1/\alpha - h_1)/h_{ef}$  [здесь  $\alpha = \sigma - \sigma_t/\sigma$ ;  $\sigma_t$  — краевое растягивающее напряжение (со знаком минус) у расчетной границы отсека].

В том случае, когда стенка у расчетной границы отсека испытывает сжатие, для проверки устойчивости используют формулы (4.41) — (4.42) без внесения каких-либо изменений.

Стенки балки рекомендуется усиливать основными поперечными ребрами жесткости (диафрагмами), если значения их условной гибкости превышают значение 3,2. Расстояние между диафрагмами не должно превышать  $2h_{ef}$  при  $\bar{\lambda}_\omega > 3,2$  и  $2,5h_{ef}$  при  $\bar{\lambda}_\omega \leq 3,2$ .

Допускается превышать указанные выше расстояния до значения  $3h_{ef}$  и более при условии, что стенки (стенка) балки удовлетворяют условию (4.39). При этом для коробчатых балок при назначении шага диафрагм следует учитывать необходимость предотвращения искажения контура при кручении, а для балок открытого профиля необходимо выдерживать геометрические соотношения, регламентированные СН II-23—81.

Необходимые моменты инерции сечений  $J_s$  продольных ребер принимают

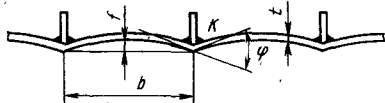


Рис. 4.9. Схема деформированного листа

по формулам табл. 4.10; при этом  $J_{s \min} \leq J_s \leq J_{s \max}$ .

При расположении ребер (продольных и поперечных) с одной стороны стенки моменты инерции сечений каждого из них вычисляют относительно грани, совпадающей с поверхностью стенки.

Расчет стенок из листа периодического профиля должен отвечать требованиям РТМ 24 090 76—84 «Краи мостовые. Методы расчета стенок пролетных балок с гофрами».

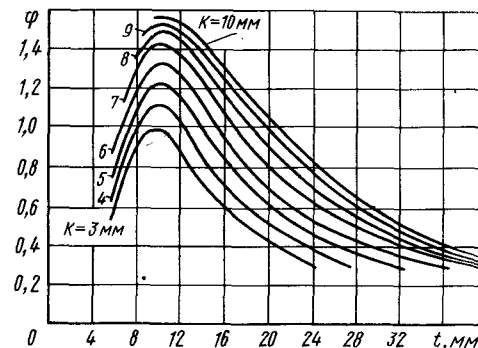
Сжатые пояса балок крановых конструкций. Сжатые пояса коробчатых балок допускается проверять по формулам (см. рис. 4.8)

$$\sigma/\sigma_{cr} \leq \gamma_c; \quad \sigma_{cr} = 1,10 \left( \frac{t_{II}}{b_{II}} \right)^2 10^6. \quad (4.43)$$

Если коробчатая балка, кроме вертикальной нагрузки, испытывает горизонтальные нагрузки и кручение, то в поясах и стенках возникают дополнительные напряжения  $\Delta\sigma$ . При напряжениях  $\Delta\sigma_{\max}$  у углов балки, не превышающих 10% расчетных значений  $\sigma$ , напряжения  $\Delta\sigma$  не учитывают. При  $0,1\sigma < \Delta\sigma \leq 0,3\sigma$  за расчетное напряжение следует принимать величину  $\sigma + \Delta\sigma$ .

Результаты, получаемые с помощью приведенных выше формул, справедливы при значениях погибей  $\Delta f < (0,3 \dots 0,4) t$  (здесь  $t$  — толщина листа). По данным экспериментов, дальнейшее увеличение погибей ограничивает область упругой работы пластины. Однако погиби могут достигать до 1,5t [56]. Ориентировочно их можно определить по рис. 4.9 и 4.10.

Рис. 4.10. Зависимость угла наклона (перегиба)  $\varphi$  листа от толщины листа  $t$  и катета  $K$  сварного шва



Значение погиби  $f$  зависит от соотношения толщины стенки  $t$  и катета сварного шва  $K$ , а также шага ребер  $b$ . Приближенно  $f$  можно определить по формуле [131]

$$f = b \operatorname{tg} \varphi / 16, \quad (4.44)$$

где  $\varphi$  — угол перегиба листа (рис. 4.10).

Влияние погибей на напряженное состояние и деформацию пластинок показано на рис. 4.11, а, б [137].

Пластины опираются на кромки с возможностью свободного смещения в своей плоскости; при толщине  $t$  они

имеют начальную погибь  $w_0$  со стрелкой.

Действующие на кромках пластины напряжения  $\sigma_x$  распределены по линейному закону.

Вследствие увеличения прогиба сжатой пластинки (рис. 4.11, а) ее средняя часть разгружается и возникают напряжения  $\sigma_y$ , действующие в направлении кромок, свободных от внешней нагрузки.

У изогнутой пластины (рис. 4.11, б) в сжатой зоне распределение напряжений теряет линейный характер. Напряжения  $\sigma_x$  достигают максимального

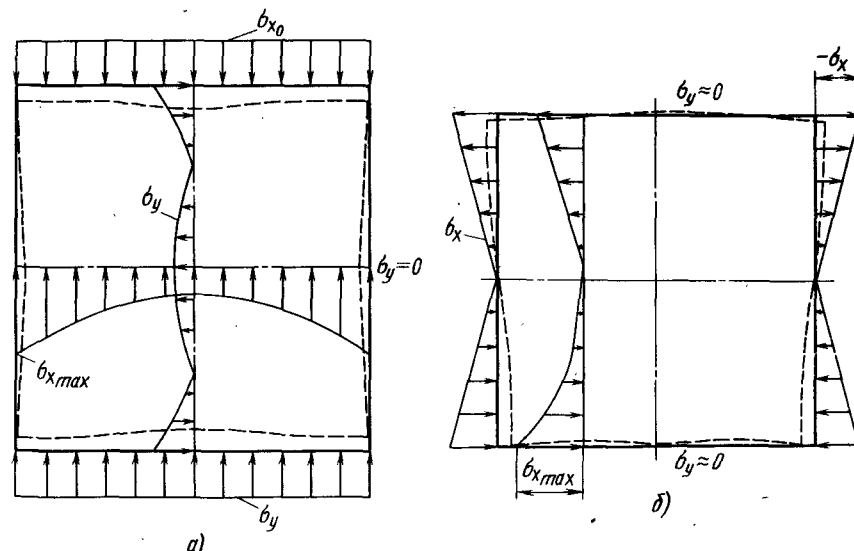


Рис. 4.11. Деформации и напряженное состояние пластины с начальной погибью  $w_0$ : а, б — соответственно сжатая и изогнутая пластины

значения. Кромки пластинок искривляются, однако напряжения  $\sigma_y \approx 0$ .

Для пластин на рис. 4.11, а при начальной погнби  $w_0/t = 1,0$  при достижении сжимающего напряжения критического значения, определяемого без учета погнби, погнбь возрастает до  $w/t \approx 2,5$ , а при  $w_0/t = 0,25$  она увеличивается до  $w/t \approx 1,25$ . У изогнутой пластины (рис. 4.11, б) при  $w_0/t = 1$  и  $w_0/t = 0,25$  погнбь достигает соответственно значений  $1,6w/t$  и  $0,8w/t$ .

Искривление пластины приводит и возникновению в ней, помимо напряжений изгиба, напряжений растяжения или сжатия (так называемые «мембранные» напряжения). Снижается жесткость пластины в направлении действия нагрузки.

При действии критических напряжений и  $w/t = 1,0$  напряжения превосходят средние расчетные значения в 2,5 и 1,4 раза соответственно для сжатой и изогнутой пластины. С учетом изгибных и мембранных напряжений суммарные напряжения на поверхности пластины могут достигать 350...170% средних расчетных напряжений. Эти факторы особенно следует учитывать при оценке несущей способности балок ответственных интенсивно работающих кранов.

#### 4.7. РАСЧЕТ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ НА КРУЧЕНИЕ

В общем случае элементы конструкций, нагруженные внешним крутящим моментом  $M_{кр}$ , испытывают следующие виды напряжений:

касательные напряжения  $\tau_k, \tau_\omega$ , действующие на площадки, перпендикулярные к продольной оси элемента; нормальное напряжение  $\sigma_\omega$ , параллельное продольной оси элемента.

Крутящий момент при действии внешних сил  $F$

$$M_{кр} = Fl, \quad (4.45)$$

где  $l$  — расстояние от линии действия силы  $F$  до центра изгиба  $A$ , значения координат которого для некоторых сечений приведены в табл. 4.11 [18].

Свободное (нестесненное) кручение стержней. При свободном (нестесненном) кручении в стержне, нагруженном только крутящим моментом  $M_{кр}$ , возникают только касательные напряжения  $\tau_k$ .

Свободное кручение возникает: в угловых, тавровых и крестовых сечениях; в стержнях трубчатого круглого сечения; в призматических, коробчатых стержнях прямоугольного сечения с размерами стенок  $b_1$  и  $b_2$  и толщиной  $t_1$  и  $t_2$ , при обеспечении условия  $\frac{b_1}{t_1} = \frac{b_2}{t_2}$  при квадратном сечении и стейках одинаковой толщины; в стержнях любого другого сечения, постоянного по длине стержня, и приложении крутящих моментов только к торцам, причем последние могут свободно перекатываться в направлении продольной оси стержня, т. е. на торцах стержня отсутствуют препятствия к их деформации.

При свободном кручении в сечении возникают только касательные напряжения

$$\tau_k = M_{кр}/W_k, \quad (4.46)$$

где  $W_k$  — момент сопротивления свободного кручения.

Для стержней открытого (незамкнутого) профиля, которые можно разбить на несколько  $n$  узких прямоугольников, осевой момент инерции при свободном кручении

$$J_d = \alpha \sum_{i=1}^n \frac{t_i^3 b_i}{3}, \quad (4.47)$$

где  $t_i$  и  $b_i$  — толщина и ширина  $i$ -й полосы (см. рис. 4.12, а);  $\alpha$  — коэффициент формы сечения; для прокатных уголков  $\alpha = 1,05$ ; швеллеров  $\alpha = 1,10$ ; двутавров  $\alpha = 1,20$ ; при усилении профилей поперечными ребрами жесткости значения  $\alpha$  возрастают; для двутавров  $\alpha = 1,4 \div 1,6$ ; тавров  $\alpha = 1,3 \div 1,6$ ; сварных П-образных сечений  $\alpha = 1,5$ ; при соединении полок двутавра периодическими установленными планками  $\alpha \approx 3,3$ ; значения  $\alpha$  для других профилей приведены в работе [18].

Момент сопротивления

$$W_{к1} = \alpha J_d / t_i. \quad (4.48)$$

#### 4.11. Координаты центра изгиба и секториальные характеристики некоторых сечений

Сечение	Координаты $\alpha_x, \alpha_y$ центра изгиба $A$	Секториальный момент инерции $J_\omega$	Эпюры секториальных координат $\omega$
	$\alpha_y = \frac{h}{2}$ $\alpha_x = 0$	$\frac{J_{1y} h^3}{2}$	
	$\alpha_y = \frac{J_{3y} h}{J_{\Sigma y}}$ $\alpha_x = 0$	$\frac{J_{1y} J_{3y} h^3}{J_{\Sigma y}}$	
	$\alpha_y = \frac{h}{2}$ $\alpha_x = \frac{J_{1x} b}{J_{\Sigma x}}$	$b^2 J_{1x} \left( \frac{J_{2x}}{2 J_{\Sigma x}} + \frac{1}{6} \right)$	
	$\alpha_y = \frac{J_{1y} h^2}{J_{\Sigma y}}$ $\alpha_x = 0$	$J_{I\omega} + J_{II\omega} + \frac{J_{1y} J_{IIy} h^2}{J_{\Sigma y}}$	 $h'$ — расстояние от центра тяжести нижней полки до центра тяжести стенки швеллера

Примечание.  $J_{\Sigma x}, J_{\Sigma y}$  — осевые моменты инерции всего сечения относительно центральных осей  $X, Y$ ;  $J_{1x}, J_{1y}$  — осевые моменты инерции элементов сечений 1, 2, 3 ( $i = 1, 2, 3$ ) относительно центральных осей  $X, Y$ ;  $J_{IIy}$  — осевые моменты инерции профилей I и II относительно центральной оси  $Y$ ;  $J_{I\omega}, J_{II\omega}$  — секториальные моменты профилей I и II относительно собственных центров изгиба.



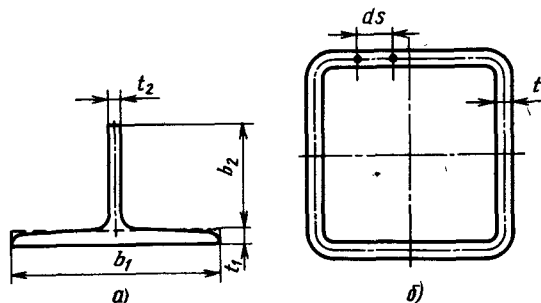


Рис. 4.12. Схемы поперечных сечений при расчете на кручение

Этот момент сопротивления соответствует точкам в срединной плоскости полос, составляющих профиль  $b_i/2$ .

Для замкнутого профиля (рис. 4.12, б)

$$J_d = \frac{4f^2}{\oint ds/t}, \quad (4.49)$$

где  $f$  — площадь, ограниченная осевой линией контура (обозначена на рис. 4.12, б штрихпунктирной линией);  $s$  — протяженность средней линии;  $t$  — толщина стенки контура, при этом  $W_k = J_d/(2ft)$ .

#### 4.12. Значения $J_d$ и $W_k$ для различных профилей металлоконструкций

Тип профиля	Эскиз	$J_d$	$W_k$
Трубчатый (при $D_{cp}/t \geq 6$ )		$0,78D_{cp}^3 t$	$1,57D_{cp}^2 t$
Квадратный со стенками одинаковой толщины		$t(b-t)^3$	$2t(b-t)^2$
Прямоугольный		$\frac{2(bh)^2}{(b/t_1 + h/t_2)}$	$2bht_1$ $2bht_2$

Формулы для определения  $J_d$  и  $W_k$  для некоторых профилей металлоконструкций приведены в табл. 4.12.

Во внутренних углах прямоугольного сечения имеет место высокая концентрация напряжений.

Несвободное стесненное кручение стержней открытого профиля. Элементы стержней открытого профиля при действии поперечных сил начинают работать на изгиб. Эти силы обуславливают возникновение касательных напряжений  $\tau_\omega$  и нормальных предельных напряжений  $\sigma_\omega$ .

В общем случае в каждом из сечений стержня действует крутящий мо-

мент  $M_{кр} + M_\omega = M$  (здесь  $M_\omega$  — изгибно-крутильный момент) и бимомент  $B_\omega$ .

Значения касательных напряжений  $\tau_\omega$  обычно не превосходят 5...10%  $\tau_R$  и при практических расчетах могут не учитываться.

Нормальные напряжения

$$\sigma_\omega = B_\omega/W_\omega, \quad (4.50)$$

где  $W_\omega$  — секториальный момент сопротивления;  $W_\omega = J_\omega/\omega$  (здесь  $\omega$  — секториальная координата данной точки сечения;  $J_\omega$  — секториальный момент инерции сечения).

Изгибно-крутильные геометрические характеристики двутавровых прокатных профилей приведены в табл. 4.13.

Изгибно-крутильные силовые факторы находят с учетом вида нагружения стержня, характера его опирания, а также коэффициента изгибно-крутильной характеристики стержня:

$$k = \sqrt{\frac{GJ_d}{EJ_\omega}}. \quad (4.51)$$

На рис. 4.13, а—в показаны эпюры бимоментов  $B_\omega$  и крутящих моментов  $M_{кр}$  для стержней, нагруженных внешним крутящим моментом  $M$ . На рис. 4.13, а торцы стержня имеют возможность свободной деформации благодаря примыканию к тонкому листу. Деформация торцов стержня на рис. 4.13, в исключена (примыкание к жесткой коробке). Стержень на рис. 4.13, в многопролетный, с возможностью деформации в месте крепления на опорах (например, монорельс крана с решетчатым мостом).

Значения максимальных моментов [18]

$$B_\omega = \frac{Ml}{2} n_i; \quad M_{кр} = \frac{Ml}{2} m_i,$$

где  $n_i, m_i$  — геометрические коэффициенты, принимаемые по данным табл. 4.14 в зависимости от безразмерного параметра  $kl$ ;  $l$  — пролет стержня.

Угол поворота среднего сечения стержня

$$\varphi = \frac{M}{2k^3 EJ_\omega} \left( \frac{kl}{2} - th \frac{kl}{2} \right). \quad (4.52)$$

#### 4.13. Значения изгибно-крутильных геометрических характеристик двутавровых прокатных профилей

Профиль	$J_d, \text{см}^4$	$J_\omega \cdot 10^{-8}, \text{см}^4$	$W_\omega, \text{см}^3$	$k_t \cdot 10^3, \text{см}^{-1}$
ГОСТ 19425—74				
18М	14,8	8,84	237	25,9
24М	29,3	34,0	555	18,6
30М	44,7	94,0	1034	13,7
36М	56,0	148,0	1347	12,4
40М	94,4	404,8	2530	9,7
ТУ 14-2-24—72				
26Б1	7,6	76,6	1020	6,3
26Б2	10,4	87,7	1168	6,9
26Б3	14,2	97,7	1296	7,6
30Б1	9,1	162,3	1607	4,7
30Б2	12,4	187,5	1845	5,1
30Б3	16,9	211,9	2074	6,0
35Б1	11,2	300,0	2295	4,9
35Б2	17,2	315,0	2394	4,7
35Б3	23,5	425,6	3222	4,7
40Б1	17,1	548,9	3475	3,5
40Б2	32,5	634,8	3965	4,7
40Б3	35,8	751,7	4685	4,3

#### 4.14. Значения геометрических коэффициентов $m$ и $n$ в зависимости от параметра $kl$

Параметр	Коэффициент					
	$m_1$		$n_1$		$n_2$	
	рис. 4.13, а	рис. 4.13, б	рис. 4.13, в	рис. 4.13, г	рис. 4.13, д	рис. 4.13, е
1	0,12	0,46	0,04	0,24	0,07	0,31
2	0,38	0,37	0,15	0,22	0,25	0,28
3	0,59	0,30	0,26	0,20	0,39	0,25
4	0,67	0,24	0,38	0,18	0,52	0,21
5	0,82	0,20	0,47	0,17	0,64	0,19
6	0,96	0,17	0,56	0,16	0,73	0,16
7	0,98	0,14	0,64	0,13	0,80	0,13
8	0,99	0,12	0,71	0,11	0,85	0,11
9	0,99	0,11	0,76	0,10	0,90	0,07
10	1,0	0,10	0,80	0,10	0,92	0,05

Стесненное кручение стержней замкнутого профиля. Нормальные напряжения  $\sigma_\omega$  при стесненном кручении стержня (рис. 4.14, а, б) вызывают де-

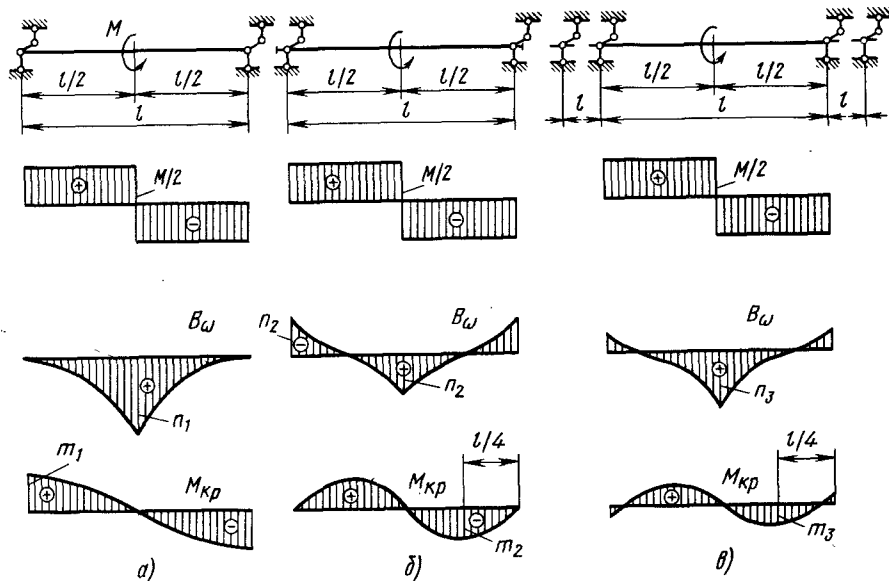


Рис. 4.13. Эпюры внешних крутящих моментов  $M$ , бимоментов  $B_{\omega}$  и крутящих моментов  $M_{кр}$  при различных закреплениях концов стержня

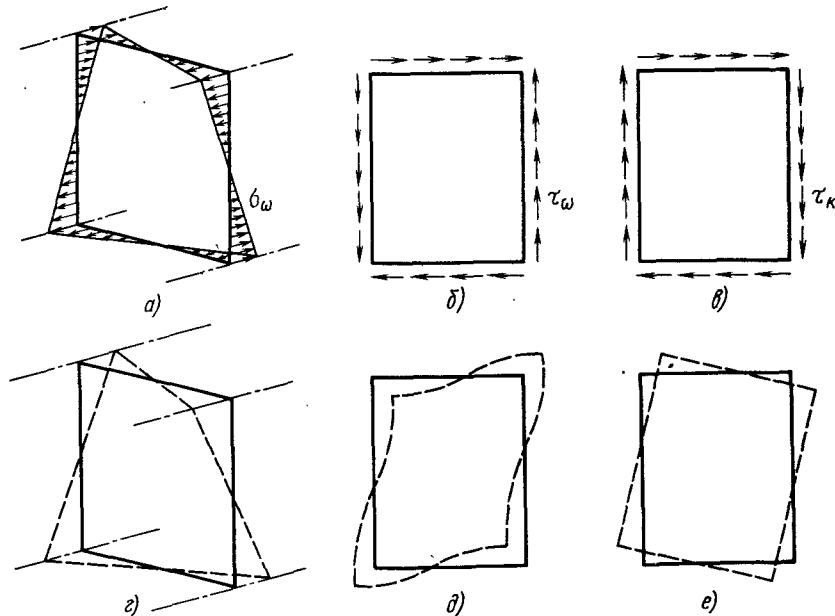


Рис. 4.14. Напряжения и деформации при кручении балки прямоугольного сечения

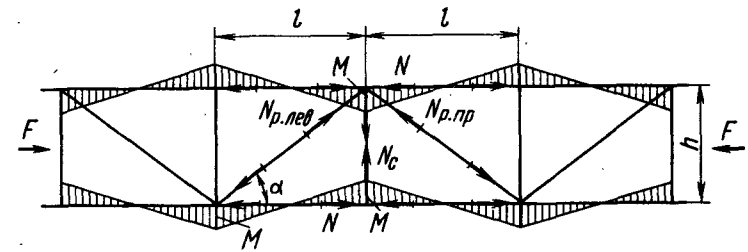


Рис. 4.15. Схема к расчету дополнительных усилий и моментов в элементах центрально-нагруженной решетчатой конструкции

планиацию сечения; касательные напряжения при стесненном кручении (рис. 4.14, а, б) — искажение контура сечения в результате изгиба стенок и поясов и возникновения в них напряжений изгиба; касательные напряжения при свободном кручении (рис. 4.14, в, г) — поворот сечения.

Если шаг расстановки диафрагм составляет 1,5 ... 2,5 высоты сечения балки, то напряжения относительно невелики. Однако увеличение шага расстановки диафрагм следует учитывать при расчете несущей способности конструкции, в особенности при применении относительно податливых рамных диафрагм [124].

В большинстве случаев, когда внешние крутящие моменты, действующие на элемент, относительно невелики, влиянием напряжений стесненного кручения можно пренебречь. Их следует учитывать только при расчете элементов, интенсивно работающих на кручение, например, пролетных балок мостовых кранов с расположением рельса над стенкой или с консольной грузовой тележкой. В этих случаях рекомендуется использовать методику В. П. Хлебородова (РТМ 24.090—83).

#### 4.8. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ФЕРМЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Определение усилий и изгибающих моментов в стержнях ферменных конструкций наиболее целесообразно выполнять с помощью ЭВМ, что позволяет рассчитать любую ферму.

Предварительные расчеты обычно выполняют с помощью аналитических и графических методов, представляя

узлы фермы шарнирными. При этом в необходимых случаях дополнительно учитывают фактически действующие в узлах моменты.

Центрально-нагруженные решетчатые стойки или сжато-растянутые грани решетчатых конструкций. Вследствие деформаций поясов раскосы также участвуют в передаче продольной силы  $F$ . Знак деформации элементов (раскосов и поясов решетки) соответствует знаку деформации поясов.

Напряжение в элементах решетки

$$\sigma_p \approx \sigma_n \cos^2 \alpha,$$

где  $\sigma_n$  — напряжение в поясе;  $\alpha$  — угол между элементами решетки и поясом.

Более точно силы, действующие в раскосах (рис. 4.15), могут быть определены по формуле

$$N = \frac{\sigma_n A_p \cos^2 \alpha}{1 + \frac{A_p}{A_c} \sin^2 \alpha + \frac{A_p}{12J} h^2 \cos^3 \alpha}, \quad (4.53)$$

где  $A_p$  — площадь раскоса;  $A_c$  — площадь стойки;  $J$  — момент инерции пояса относительно оси, перпендикулярной к плоскости конструкции;  $h$  — высота фермы.

Силы, действующие на стойку,

$$N_c = (N_{p.лев} + N_{p.прав}) \sin \alpha.$$

Следует также учитывать (за исключением расчетов на устойчивость) дополнительные изгибающие моменты в поясах

$$M = \pm 0,25 N_c l.$$

Дополнительные изгибающие моменты в поясах моста при изгибе. При от-

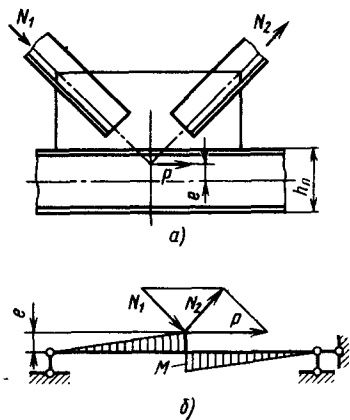


Рис. 4.16. Схемы к определению изгибающего момента при эксцентричном примыкании элементов решетки к поясу:

а — схема узла; б — эпюры изгибающих моментов

носитебно жестких ездовых поясах моста (высота сечения пояса больше 1/10 высоты моста) рекомендуется учитывать дополнительные напряжения при изгибе поясов вследствие общего изгиба всего моста.

Изгибающий момент, нагружающий пояс,

$$M_{\Pi} = \mu M \frac{J_{\Pi}}{J_{\text{м}}}, \quad (4.54)$$

где  $\mu$  — коэффициент, учитывающий влияние податливости решетки,  $\mu = 1,3 \dots 1,5$ ;  $M$  — общий изгибающий момент, действующий в данном сечении моста;  $J_{\Pi}$  — момент инерции сечения пояса относительно собственной нейтральной оси;  $J_{\text{м}}$  — момент инерции поясов моста относительно продольной оси моста.

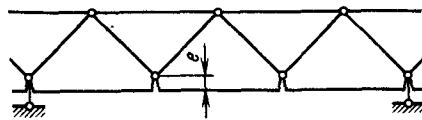


Рис. 4.17. Схема к расчету решетчатой конструкции с внецентренным примыканием раскоса к поясу

Местные изгибающие моменты, возникающие вследствие эксцентричного примыкания элементов решетки, при эксцентриситете  $e \leq 0,25h_{\Pi}$  [здесь  $h_{\Pi}$  — высота профиля пояса (рис. 4.16, а)] можно не учитывать. При  $e > 0,25h_{\Pi}$  изгибающий момент, нагружающий пояс (рис. 4.16, б),

$$M \approx 0,75Pe, \quad (4.55)$$

где  $P$  — равнодействующая сил  $N_1$  и  $N_2$ .

Более точно значения  $M$  можно найти, выделяя участок фермы в три-четыре панели и представляя нижний пояс в виде разрезной балки ломаного очертания, к выступам которой шарнирно присоединены элементы решетки (рис. 4.17). Расчет проводят по методам строительной механики.

#### 4.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ ОТ ПОДВИЖНОЙ НАГРУЗКИ

Формулы для определения изгибающих моментов в сечениях однопролетной балки под действием подвижных нагрузок приведены в табл. 4.15.

При  $A \geq 0,586L$ ,  $F_1 \approx F_2 = F$  следует принимать  $M_{\text{max}} = FL/4$ . Прогнб в середине пролета от нагрузок  $F_1 \approx \approx F_2 = F$ :  
при  $A \leq 0,15L$

$$f = \frac{FL^3}{24EJ}; \quad (4.56)$$

при  $A > 0,15L$

$$f = \frac{F}{24EJ} [(L-A)^2 A + (L-A)L^2], \quad (4.57)$$

где  $J$  — момент инерции сечения балки.

Пояса решетчатых мостов допускаются рассчитывать как трехпролетную балку на жестких опорах.

Расчет целесообразно выполнять с использованием линий влияния (рис. 4.18, а-г), значения ординат которых приведены в табл. 4.16. Так как балка симметрична относительно среднего сечения, значения ординат приведены только для половины ее длины.

#### 4.15. Значения изгибающих моментов в однопролетной балке

Схема действия нагрузки	Момент в сечении $x-x$	Ордината $x''$ момента $M_{\text{max}}$	Максимальный момент $M_{\text{max}}$
	$F \frac{L-x}{L} x$	$L/2$	$FL/4$
	$(F_1 + F_2) \left( x - \frac{x^2}{L} - \frac{x}{L} \frac{F_2}{F_1 + F_2} A \right)$	$\frac{L}{2} - \frac{F_2}{F_1 + F_2} \frac{A}{2}$	$\frac{F_1 + F_2}{4L} \left( L - \frac{F_2}{F_1 + F_2} A \right)^2$
	$2F \left( x - \frac{x^2}{L} - \frac{x A}{2L} \right)$	$\frac{L}{2} - \frac{A}{4}$	$\frac{F}{2L} \left( L - \frac{A}{2} \right)^2$

Изгибающий момент в сечении  $x-x$  балки

$$M_{x-x} = \sum_{i=1}^{i=n} F_i \eta_{Mi} l, \quad (4.58)$$

где  $F_i$  — нагрузка на балку;  $\eta_{Mi}$  — ордината линии влияния, соответствующая точке приложения нагрузки;  $l$  — пролет балки.

На рис. 4.18, б показан пример определения изгибающих моментов, действующих в сечении балки, с помощью построенной для этого сечения линии влияния. Нагрузкам  $F_1, F_2$  соответствуют ординаты  $\eta_{M1}$  и  $\eta_{M2}$  линии влияния.

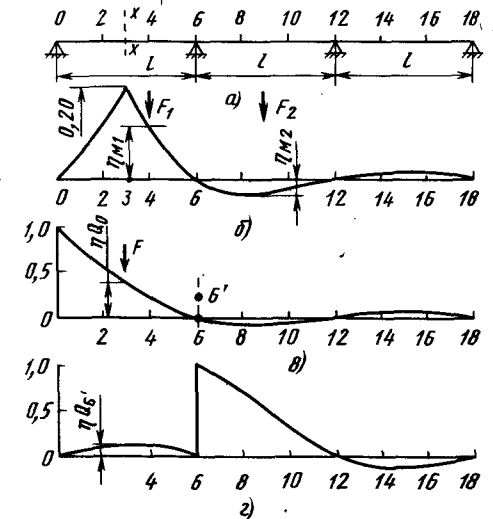


Рис. 4.18. Схема к расчету трехпролетной балки:

а — общий вид балки; б — линия влияния изгибающих моментов для точки 3; в — линия влияния перерезывающей силы для точки 0; г — линия влияния перерезывающей силы для точки 6

4.16. Ордината линий влияния в сечениях трехпролетной балки (см. рис. 4.18)

Ордината	Ордината $\eta_{iM}$ (множитель $l$ )									Ордината $\eta_Q$	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	$Q_0$	$Q_0$ (справа)
1	0,1318	0,0967	0,0618	0,0267	-0,0083	-0,0432	-0,0342	-0,0752	-0,0162	1,0000	0,0540
2	0,0980	0,1960	0,1273	0,0585	-0,0102	-0,0790	-0,0625	-0,0461	-0,0296	0,7901	0,0987
3	0,0667	0,1333	0,2000	0,1000	0	-0,1000	-0,0792	-0,0583	-0,0375	0,5877	0,1250
4	0,0391	0,0782	0,1174	0,1565	0,0289	-0,0987	-0,0782	-0,0576	-0,0370	0,4000	0,1234
5	0,0165	0,0329	0,0495	0,0659	0,0826	-0,0677	-0,0536	-0,0395	-0,0254	0,0990	0,0846
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	-0,0095	-0,0190	-0,0285	-0,0379	-0,0474	-0,0569	0,0872	0,0644	-0,0418	-0,0569	1,0000
8	-0,0132	-0,0263	-0,0395	-0,0526	-0,0658	-0,0789	0,0364	0,1516	0,1002	-0,0789	0,8639
9	-0,0125	-0,0250	-0,0375	-0,0500	-0,0625	-0,0750	0,0083	0,0917	0,1750	-0,0750	0,6913
10	-0,0090	-0,0181	-0,0271	-0,0362	-0,0452	-0,0543	-0,0028	0,0487	0,1002	-0,0543	0,5000
11	-0,0044	-0,0088	-0,0131	-0,0175	-0,0219	-0,0263	-0,0036	0,0191	0,0418	-0,0263	0,3087
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,1361
13	0,0028	0,0057	0,0085	0,0113	0,0141	0,0169	0,0028	-0,0113	-0,0254	0,0169	0
14	0,0041	0,0082	0,0123	0,0165	0,0206	0,0247	0,0041	-0,0165	-0,0370	0,0247	-0,0846
15	0,0042	0,0083	0,0125	0,0167	0,0208	0,0250	0,0042	-0,0167	-0,0375	0,0250	-0,1234
16	0,0033	0,0066	0,0099	0,0132	0,0165	0,0197	0,0033	-0,0132	-0,0296	0,0197	-0,1250
17	0,0018	0,0036	0,0054	0,0072	0,0090	0,0108	0,0018	-0,0072	-0,0162	0,0108	-0,0987
18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,0540

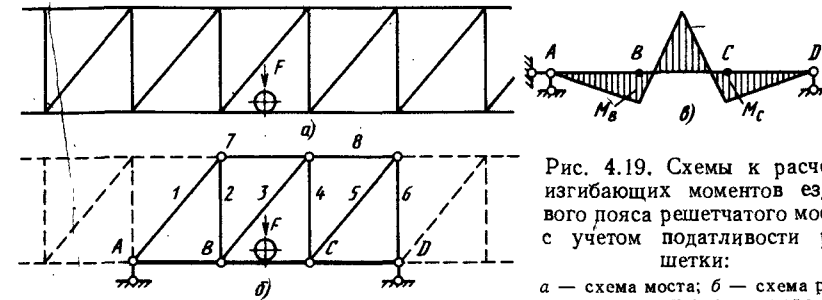


Рис. 4.19. Схемы к расчету изгибающих моментов ездового пояса решетчатого моста с учетом податливости решетки:

а — схема моста; б — схема расчетного участка; в — эпюра изгибающих моментов

Момент в точке 3

$$M_3 = (F_1 \eta_{M1} + F_2 \eta_{M2}) l.$$

Перерезывающие силы балки можно определить по рис. 4.18, в, г. Перерезывающие силы при расположении подвижной нагрузки  $F$  соответственно слева и справа от рассматриваемого сечения  $x-x$

$$Q' = F(1 - \eta_{Q_0} + \eta_{Q_6}); \quad (4.59)$$

$$Q'' = F(-\eta_{Q_0} + \eta_{Q_6}),$$

где  $\eta_{Q_0}$  — ордината линии влияния опорной реакции для точки 0;  $\eta_{Q_6}$  — ордината линии влияния изгибающих моментов для сечений балки при расположении нагрузки  $F$  справа от точки 6.

Другие случаи расчета изгибающих моментов с учетом большого числа пролетов и балок с неравными пролетами приведены в работе [103].

У мостов кранов пролетом более 25 м целесообразно учитывать влияние податливости элементов решетки на изгиб ездового пояса от подвижной нагрузки (рис. 4.19). Нижний пояс представлен в виде неразрезной балки ABCD. Для остальных элементов 1...8, прикрепляемых с помощью шарниров, учитываются только продольные деформации.

#### 4.10. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕСТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОЛКАХ ЕЗДОВЫХ ПРОФИЛЕЙ

В полках ездовых профилей (рис. 4.20) при действии сосредоточенной силы  $F$  в точках 1, 2 и 3 возникают продольные напряжения изгиба  $\sigma_{iz}$ , а в точках 1 и 3 поперечные напряжения изгиба  $\sigma_{ix}$ . Продольные и поперечные напряжения изгиба

$$\sigma_{iz} = C_{iz} \frac{F}{t^2}; \quad (4.60)$$

$$\sigma_{ix} = C_{ix} \frac{F}{t^2}, \quad (4.61)$$

где  $t$  — толщина полки;  $C_{iz}$ ,  $C_{ix}$  — коэффициенты местных напряжений, определяемые по рис. 4.21 в зависимости от параметра  $\lambda = 2i/(b-s)$ .

При суммировании напряжений  $\sigma_z$  с общими напряжениями изгиба балки их следует уменьшить на 25 %.

При действии нагрузки на незакрепленный торец полки

$$\sigma_x = 4,1 \frac{F}{t^2} \sqrt{\frac{b/2-i}{b/2}}. \quad (4.62)$$

У сварных балок следует учитывать также напряжения, действующие на сварной шов,

$$\sigma_y = F/(tl_1),$$

где  $l_1$  — расчетная длина участка шва;  $l_1 = k(b/2 - i)$ .

При действии нагрузки на незакрепленный торец  $k = 2$ ; для других случаев  $k = 1,5$ .

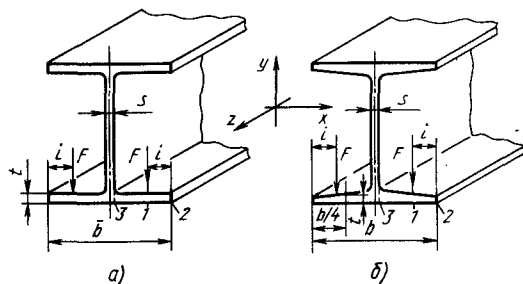


Рис. 4.20. Схемы сечений двутавровых балок: а — с параллельными полками; б — с наклонными полками

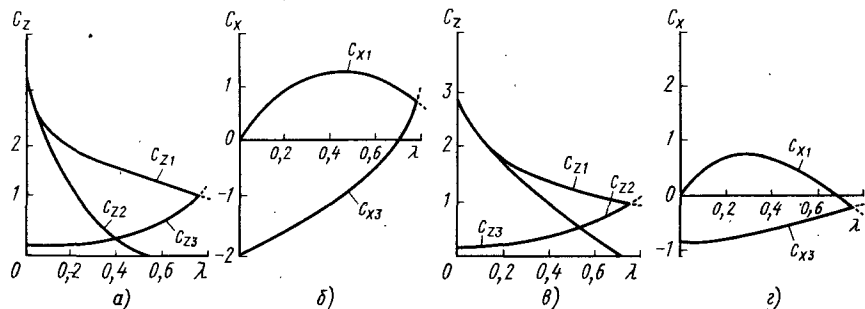


Рис. 4.21. Значения коэффициентов местных напряжений: а, б, —  $C_z, C_x$  для балок с параллельными полками; в, г —  $C_z$  для балок с наклонными полками

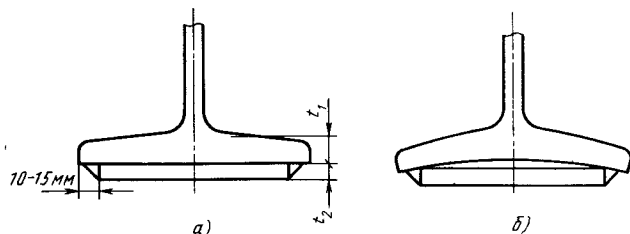


Рис. 4.22. Схема нижней полки с усиливающей полосой: а — установка усиливающей полосы; б — схема деформации нижней полки под нагрузкой

Если местные напряжения превышают допустимые пределы, то нижний пояс усиливают подваркой полосы (рис. 4.22, а), которая служит в качестве распорки, препятствующей изгибу полки (рис. 4.22, б) [90]. При этом напряжения в полке

$$\sigma' = \sigma k, \quad (4.63)$$

где  $\sigma$  — напряжения, определяемые по формулам (4.60) и (4.61).

Значения  $k$  принимают в зависимости от отношения толщины  $t_2$  полосы и  $t_1$  полки двутавра:

$t_1/t_2$ . . . . .	0,25	0,5	1,0	2,0 и более
$k$ . . . . .	0,85	0,75	0,60	0,5

Приведенные выше значения  $k$  справедливы только в случае приварки полосы сплошными швами, катет которых составляет 60 ... 80 % наи-

меньшей толщины соединяемых элементов.

У швеллеров стенка на участках, примыкающих к полке, испытывает изгибающий момент, составляющий 80 ... 90 % момента, действующего в полке. С учетом большей податливости полки можно принять, что напряжения в полке составляют 75 % напряжений, определенных по формулам (4.60) и (4.61).

Напряжения в стенке толщиной  $t_1$

$$\sigma_x \approx 0,8\sigma_{x1} \frac{t_1}{t}. \quad (4.64)$$

Более точная методика расчета напряжений в полках ездовых профилей приведена в работах [7, 75].

#### 4.11. РАСЧЕТ БЕЗРАСКОСНЫХ И ПЕРФОРИРОВАННЫХ БАЛОК

В безраскосных (окончатых) балках (рис. 4.23, а) пояса в пределах проемов испытывают местный изгиб от поперечных сил  $P$ , а стойки, воспринимающие продольные сдвигающие усилия  $T$ , также испытывают изгиб.

Поверочные расчеты таких балок рекомендуют выполнять с использованием ЭВМ.

При приближенных расчетах напряжения от общего изгибающего момента  $M_0$  находятся по известной формуле

$$\sigma = M_0/W,$$

где  $W$  — момент сопротивления сечения с учетом наличия проемов.

Расчетная схема для определения местных изгибающих моментов показана на рис. 4.23, б. Балка представлена в виде рамы; заменяющие стержни расположены по линиям центров тяжести соответствующих элементов.

Моменты от действия поперечной силы  $P$  определяют, предполагая, что поперечные силы распределены между поясами 1 и 2 пропорционально их жесткости:  $P_1 + P_2 = P$ ;  $P_1/P_2 = J_1/J_2$ . При этом нулевые точки опор моментов в поясах расположены посередине панелей. В стойках поперечные силы распределены пропорционально жесткости поясов ( $h_1/h_2 = J_1/J_2$ ).

Сдвигающее усилие

$$T = \frac{P_1 l}{2h_1} = \frac{P_2 l}{2h_2}.$$

Согласно схеме на рис. 4.24 напряжения в поясах и стойках безраскосной балки от общего изгибающего момента  $M_0$  и местных изгибающих моментов  $M_1 = P_1 \lambda_1$ ;  $M_2 = P_2 \lambda_2$ ;  $M_3 =$

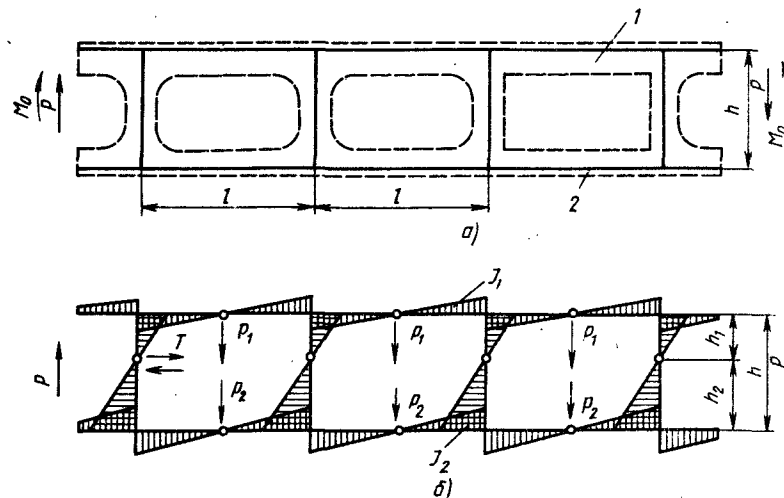


Рис. 4.23. Схема для определения изгибающих моментов безраскосной балки: а — схема балки; б — эпюра местных изгибающих моментов

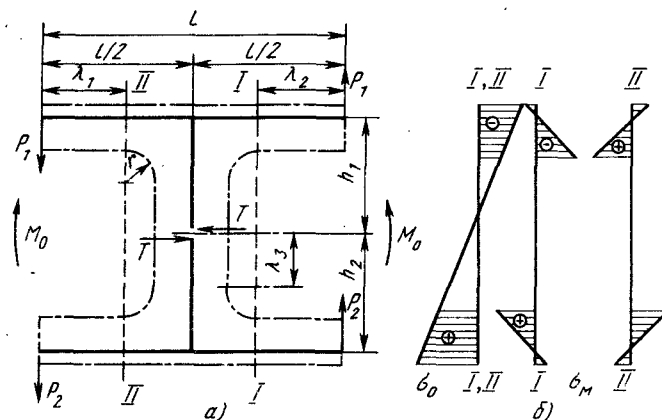


Рис. 4.24. Схема к расчету безраскосной балки:

$a$  — расчетная схема участка балки;  $b$  — эпюры нормальных напряжений в сечениях  $I-I$  и  $II-II$ ;  $\sigma_0$  — напряжение от общего изгибающего момента;  $\sigma_M$  — напряжение от местного момента

$= T\lambda_3$  (здесь  $\lambda_1 \dots \lambda_3$  — плечи действия сил  $P_1$ ,  $P_2$  и  $T$ ):

$$\sigma_0 = M_0/W_0; \sigma_M = M_i/W_i,$$

где  $W_0$  — момент сопротивления сечения балки по проему (сечения  $I-I$ ,  $II-II$ );  $W_i$  — моменты сопротивления сечения поясов ( $1$ ,  $2$  и стойки  $3$  см. рис. 4.23).

Для элементов опорных панелей моменты, полученные расчетом, рекомендуется увеличивать на 20 ... 25 %, а для элементов панелей в местах приложения внешней нагрузки и в панелях, смежных с опорными, момент рекомендуется увеличивать на 10 ... 15 %.

Напряжения определяют в местах сопряжения поясов и стоек.

При сопряжении стойки с поясом радиусом переходного участка  $r \geq 1,5b$  (рис. 4.25, а) можно не учиты-

вать концентрацию напряжений в начале скругления пояса. При  $r = b$  вследствие возникновения концентрации напряжений прочность узла снижается на 20 ... 25 %; при прямоугольном переходном участке (рис. 4.25, б) прочность уменьшается на 40 ... 45 %.

При примыкании стойки к поясу и наличии усиления в виде дополнительных ребер (рис. 4.25, в) будет обеспечена равнопрочность узла соединения стойки с поясом.

При отсутствии перехода напряжения увеличиваются в 1,8 ... 2,5 раза. За расчетное при этом следует принимать сечение по углу проема.

Определяя напряжения от нагрузок ходовых колес грузовых тележек, изгибающий момент находят, как для неразрезной балки на жестких опорах.

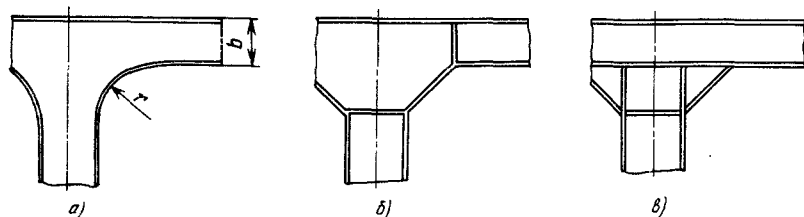


Рис. 4.25. Схемы переходных участков окон

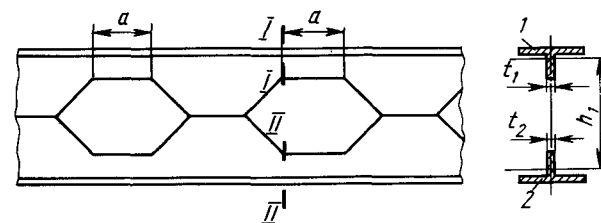


Рис. 4.26. Схема сварной перфорированной балки

Расчетные значения местного изгибающего момента, действующего в сечениях  $I-I$  и  $II-II$  перфорированной балки, сваренной из двух тавровых профилей (рис. 4.26),

$$M = P_1 \cdot 2a/2,$$

где  $P_1$ ,  $P_2$  — поперечная нагрузка, приходящаяся на верхнюю  $1$  и нижнюю  $2$  части балки;  $a$  — длина горизонтального участка впадины.

Значительная концентрация напряжений, возникающих у углов проемов перфорированных балок, ограничивает их применение в краях группы режима  $1K \dots 3K$ .

Касательные напряжения на уровне горизонтального соединительного шва перфорированной балки

$$\tau = \frac{P_1 + P_2}{h_1 t} \frac{l}{a},$$

где  $h_1$  — высота балки по центрам тяжести тавровых профилей;  $t$  — толщина стенки (наименьшее значение по сравнению со значениями  $t_1$ ,  $t_2$ );  $l$  — шаг окон.

Стенку балки проверяют на устойчивость против бокового выпучивания при действии силы  $P_1 + P_2$ . Балку можно рассматривать как сжатый стержень высотой  $h_1$ , шириной  $a$  и толщиной  $t$  (см. рис. 4.26) [132].

Деформации безраскосных балок с пролетом  $L$

$$\delta \approx \delta' + 0,8 \sum \delta'', \quad (4.65)$$

где  $\delta'$  — прогиб от общего изгибающего момента  $M_0$  для балки с пролетом  $L$  и моментом инерции поясов  $J_0$ ;  $\sum \delta''$  — суммарная деформация балки от прогибов всех поясов от проемов и стоек, нагруженных силами  $P_1$ ,  $P_2$  и  $T$ , при

плечах действия этих сил соответственно  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$ .

Прогиб перфорированной балки рекомендуется рассчитывать, как для балок со сплошными стенками, вводя коэффициент 1,15.

#### 4.12. РАСЧЕТ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ЗАКРУГЛЕННЫМИ ПЕРЕХОДНЫМИ УЧАСТКАМИ

К этим конструкциям относят узлы затяжек опор козловых кранов (рис. 4.27, а), переходные участки пролетных балок (рис. 4.27, б) и др.

Для сплошных или тавровых профилей с относительно узкими полками при отношении ширины к толщине  $b/t \leq 5 \dots 8$  расчет производят с использованием известной в сопротивлении материалов теории кривого бруса.

При изгибе тонкостенных профилей следует учитывать действие поперечных сил  $P$ , нагружающих пояса (рис. 4.28, а, б).

При изгибе тонкостенных профилей участки поясов, удаленные от стенок, стремятся занять прямолинейное положение. В результате возникает поперечный изгиб пояса, и значительные его участки выключаются из общей работы сечения. Между поясами и стенкой возникают радиальные силы. В том случае, если действия изгибающего момента приводят к уменьшению кривизны поясов, то поперечные силы стремятся отделить пояс от стенок (рис. 4.28, а); при противоположном действии момента пояс поджат к стенкам (рис. 4.28, б).

Поперечный изгиб наиболее неблагоприятно сказывается на прочности

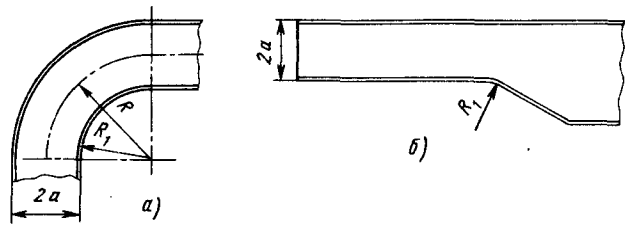


Рис. 4.27. Схемы листовых конструкций с криволинейными переходными участками

поясов и односторонних угловых швов, часто используемых на переходных участках. Наиболее нагруженным является участок пояса со стороны внутренней стороны закругления.

Для ориентировочной оценки напряжений в двутавровых профилях используют теорию расчета сплошных брусков большой кривизны [111]. При этом продольное напряжение  $\sigma_t$  (рис. 4.29, а) находят, вводя в расчет уменьшенную ширину пояса  $b = 2b' + b_0$  (здесь  $b' = \beta b_1$ ).

Поперечные напряжения у основания полки  $\sigma_z = \gamma \sigma_t$ . Значения коэффициентов  $\beta$  и  $\gamma$  в зависимости от параметра  $\rho = b_1^2 / (tR_1)$  следующие.

$\rho$ . . . . .	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\beta$ . . . . .	1,0	0,99	0,98	0,95	0,92	0,88	0,84	0,80	0,76	0,73
$\gamma$ . . . . .	0	0,30	0,58	0,84	1,06	1,24	1,38	1,49	1,58	1,64

Для коробчатых профилей с полками одинаковой толщины коэффициент  $\beta_K$  уменьшения ширины поясов может быть оценен по рис. 4.30 в зависимости от параметра  $\lambda = at^3 / (bt_n^3)$  [84].

При  $b^2 > 1,2Rt$

$$\beta_K = \frac{1}{kb} \frac{1 + \lambda kb}{1 + 2\lambda kb} \quad (4.66)$$

Коэффициент поперечных напряжений

$$\gamma_K = \frac{1 + 1,05 \frac{a^4}{R^2 t^2}}{1 + 1,43 \frac{a^4}{R^2 t^2}} \quad (4.67)$$

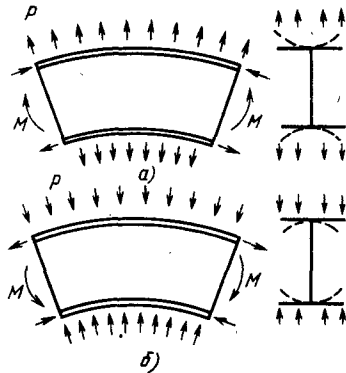


Рис. 4.28. Схемы деформаций участка криволинейной двутавровой балки при изгибе

В формуле (4.66) коэффициент

$$k = 1,28 \sqrt[4]{\frac{1}{R^2 t^2}} \quad (4.68)$$

Более точный расчет тонкостенных стержней криволинейного очертания приведен в работе [58].

Для стержней (балок) с ломаной осью (см. рис. 4.27) может быть использована методика, разработанная Е. М. Концевым и А. П. Аитоненко для крановых балок.

Несущая способность переходных участков может быть увеличена установкой ребер или диафрагм.

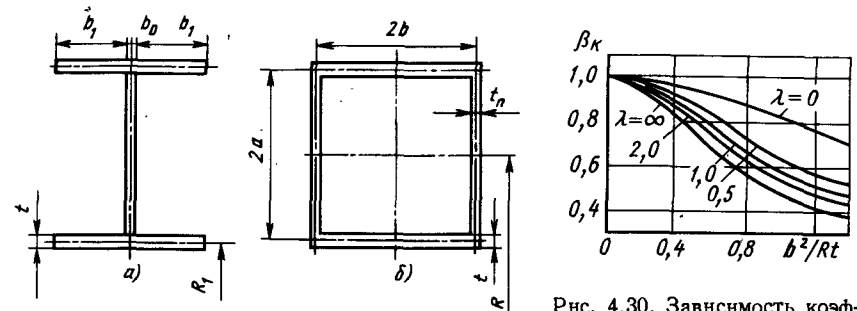


Рис. 4.29. Расчетные схемы сечений криволинейных балок:

а — двутавровой; б — коробчатой

### 4.13. РАСЧЕТ ДИАФРАГМ ПРОЛЕТНЫХ БАЛОК

**Сплошные диафрагмы.** Верхнюю кромку диафрагмы проверяют на сжимающую распределенную нагрузку (МПа)

$$q = \frac{P}{bt} \leq 0,8\gamma_c R_y \quad (4.69)$$

где  $P$  — нагрузка на колесо грузовой тележки;  $b$  — ширина подошвы подтележного рельса (или подкладки под рельс);  $t$  — толщина диафрагмы.

Аналогичным образом проверяют сварные швы крепления диафрагмы к поясу. При приварке диафрагмы односторонним швом следует принимать  $\gamma_c = 0,4 \div 0,5$ .

При проверке устойчивости диафрагмы необходимо выполнить следующее условие:

$$\frac{q}{bt} \leq \gamma_c 1,8 \cdot 10^8 \left(\frac{t}{B}\right)^2 \quad (4.70)$$

где  $B$  — ширина диафрагмы.

**Рамные диафрагмы.** Момент инерции  $J_D$  стоек и ригелей этих диафрагм (рис. 4.31, а) может быть определен исходя из следующих условий:

$$\frac{Fb^3}{96EJ_D} \left(1 + \frac{h}{b}\right) \leq \frac{b}{1000}; \quad (4.71)$$

$$\frac{J_D}{J} \geq \frac{2}{1000}, \quad (4.72)$$

где  $F$  — обобщенная нагрузка, приведенная к вертикальной грани и учи-

тывающая нагрузки всех видов, действующие на балку;  $J_D$  — момент инерции сечения диафрагмы (с учетом присоединенной полосы стенки или пояса шириной соответственно  $2 \cdot 10t_c$  или  $2 \cdot 10t_n$ );  $J$  — момент инерции сечения балки.

Эпюра изгибающих моментов, действующих на диафрагму, показана на рис. 4.31, б.

Напряжения в участках стенок и балок, примыкающих к диафрагме, следует суммировать, с учетом их направления, с напряжениями при изгибе и других силовых воздействиях.

Более точный расчет рамных диафрагм приведен в РТМ 24.090.73—83.

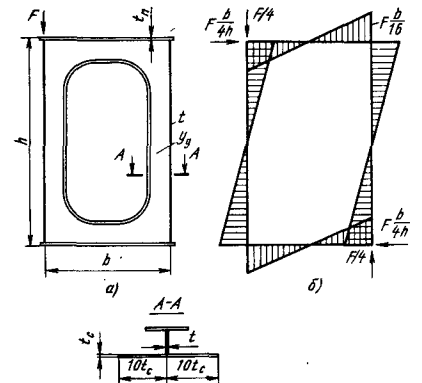


Рис. 4.31. Схема к расчету рамной диафрагмы:

а — схема диафрагмы; б — эпюра изгибающих моментов

При расположении рельса не над стенкой балки следует учитывать дополнительные напряжения от изгиба ригеля. Ригель в этом случае допускается рассматривать в виде шарнирно-опертой на стенки балки с сосредоточенной нагрузкой.

**Короткие диафрагмы (ребра).** Их проверяют на сжимающую нагрузку по формуле (4.69) и на изгиб, аналогично ригелю рамной диафрагмы. Швы крепления ребра к стенкам следует проверять на срез с учетом места расположения рельса по ширине балки. Толщину ребер принимают равной наименьшей толщине стенок.

#### 4.14. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ КРАНОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

**Сварные соединения.** Расчет сварных соединений следует проводить на основании указаний РТМ 24.090.82—85 «Краны грузоподъемные. Нормы рас-

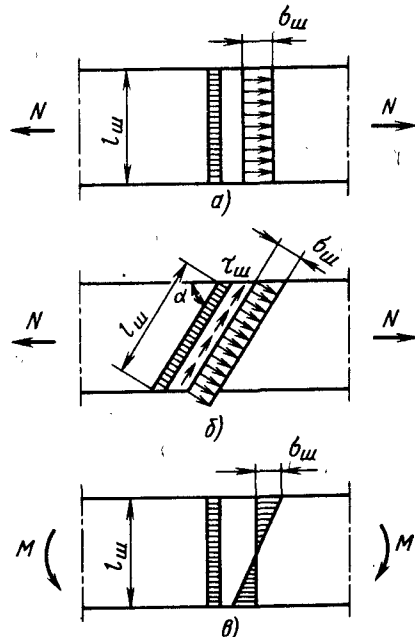


Рис. 4.32. Схемы к расчету стыковых швов:

а — прямого при действии продольной силы; б — косоуго при действии продольной силы; в — при изгибе

чета сварных соединений», а также согласно рекомендациям [23, 65].

**Сварные соединения со стыковыми швами.** Напряжения в стыковых швах рассчитывают так же, как в элементах конструкции, испытывающих аналогичную нагрузку. Напряжения в шве, расположенном перпендикулярно к направлению действующей силы  $N$  (рис. 4.32, а),

$$\sigma_{ш} = \frac{N}{t l_{ш}} \leq R_{wy} \gamma_c, \quad (4.73)$$

где  $l_{ш}$  — расчетная длина шва, принимаемая равной полной его длине  $l$  в случае вывода концов шва на подкладные планки, или  $l_{ш} = l - 2t$  (здесь  $t$  — наименьшая толщина соединяемых элементов).

Если в соединениях невозможно обеспечить полный провар по толщине свариваемых элементов путем подварки корня шва или применения остающейся стальной подкладки, то в формуле (4.73) вместо  $t$  принимают  $0,7t$ .

При действии силы  $N$  под углом  $\alpha \neq 90^\circ$  относительно оси шва (рис. 4.32, б) напряжения в шве

$$\sigma_{ш} = \frac{N \sin \alpha}{t l_{ш}}; \quad \tau_{ш} = \frac{N \cos \alpha}{t l_{ш}}. \quad (4.74)$$

При действии на соединение (рис. 4.32, в) изгибающего момента

$$\sigma_{ш} = M / W_{ш}, \quad (4.75)$$

где  $W_{ш} = l_{ш} / 6$  — момент сопротивления шва.

При расчете соединений, работающих на нормальные напряжения и срез, следует выполнить следующее условие:

$$\sqrt{\sigma_{шx}^2 + \sigma_{шы}^2 + \sigma_{шx} \sigma_{шы} + 3\tau^2} \leq R_{wy} \gamma_c, \quad (4.76)$$

где  $\sigma_{шx}$ ,  $\sigma_{шы}$  — нормальные напряжения в соединении по двум взаимно перпендикулярным направлениям;  $\tau$  — касательное напряжение от среза.

При контроле качества швов физическими методами и  $l_{ш} = l$  расчет прочности стыкового соединения выполняется не требуется.

**Сварные соединения с угловыми швами, расположенными в продольном и**

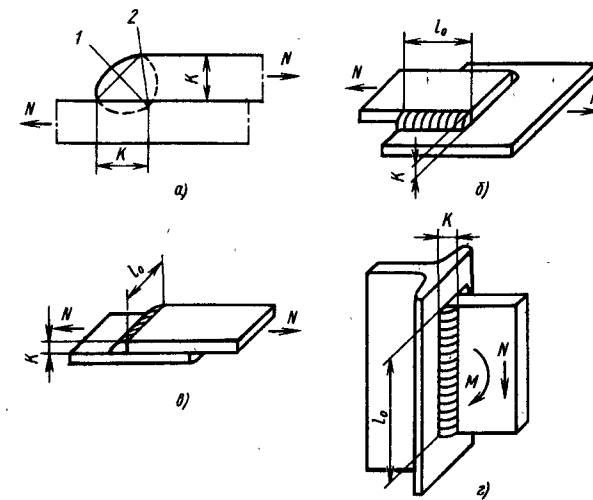


Рис. 4.33. Схема к расчету угловых швов:

а — расчетная высота шва; б — продольных угловых; в — лобовых; г — угловых, работающих на срез и изгиб

перпендикулярных относительно действующих нагрузок. Эти соединения рассчитывают исходя из равномерного распределения действующей силы  $N$  по длине шва  $l_{ш}$ ; рассматривается возможность разрушения металла по условному срезу по металлу шва (сечение 1 на рис. 4.33, а) и на границе сплавления основного металла со швом (сечение 2 на рис. 4.33, а).

**Касательные напряжения:**

$$\text{сечение 1} \quad \tau_N = \frac{N}{C \beta_f K l_{ш}} \leq R_{wy} \gamma_c; \quad (4.77)$$

$$\text{сечение 2} \quad \tau_N = \frac{N}{C \beta_z K l_{ш}} \leq R_{wz} \gamma_c; \quad (4.78)$$

где  $C$  — коэффициент, учитывающий направление действия сил;  $\beta_f$ ,  $\beta_z$  — коэффициенты, учитывающие глубину проплавления основного металла в зависимости от вида сварки, положения шва и катета шва, прочности основного металла; для сталей с  $R_y \leq 580$  МПа значения  $\beta_f$  и  $\beta_z$  принимают по табл. 4.17; для сталей с  $R_y > 580$  МПа, независимо от вида сварки, положения шва и диаметра сва-

рочной проволоки,  $\beta_f = 0,7$  и  $\beta_z = 1,0$ ;  $K$  — катет шва;  $l_{ш}$  — расчетная длина шва, принимаемая на 10 мм меньше его полной длины  $l_0$  (см. 4.33, б и в);  $R_{wf}$ ,  $R_{wz}$  — расчетные сопротивления угловых швов на срез соответственно по металлу шва и металлу границы сплавления.

Значение коэффициента  $C$  для катетов швов менее 4 и более 15 мм принимают равным 1. Для других случаев при сварке сталей с  $R_y > 245$  МПа  $C = 1$ .

При сварке сталей с  $R_y = 225 \div 245$  МПа значение  $C$  определяют по рис. 4.34 в зависимости от угла  $\omega$  между направлениями действия силы  $N$  и осью шва  $Oy$  и угла  $\varphi$  между плоскостью  $OXY$  и плоскостью контакта свариваемых элементов.

При совместном действии силы  $N$  и изгибающего момента  $M$  (см. рис. 4.33, г) дополнительно определяют касательные напряжения от действия момента

$$\tau_M = M / (2W'), \quad (4.79)$$

где  $W'$  — момент сопротивления шва, определяемый для металла шва и границы сплавления.



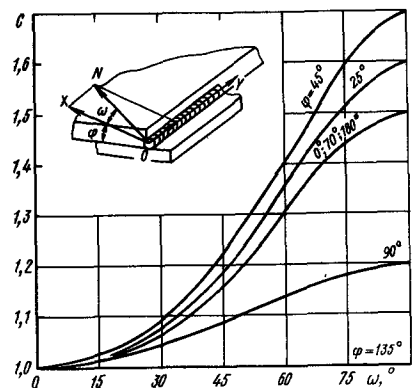


Рис. 4.34. Зависимость коэффициента  $C$  направления действующего усилия от угла  $\omega$

При проверке прочности следует выполнить следующее условие:

$$\sqrt{\tau_{\perp N}^2 + \tau_{\parallel M}^2} \leq R_{wy} \gamma_c \quad (4.80)$$

4.17. Значения коэффициентов  $\beta_1$  и  $\beta_2$  для расчета угловых сварных швов

Вид сварки (диаметр проволоки $d$ , мм)	Положение шва	Коэффициент	Катеты швов, мм			
			3...8	9...12	14...16	18 и более
Автоматическая ( $d = 3 \div 5$ )	В лодочку	$\beta_1$	1,10	1,10	1,10	0,70
		$\beta_2$	1,15	1,15	1,15	1,00
То же	Нижнее	$\beta_1$	1,10	0,90	0,90	0,70
		$\beta_2$	1,15	1,05	1,05	1,00
Автоматическая и механизированная ( $d = 1,4 \div 2,0$ )	В лодочку	$\beta_1$	0,90	0,90	0,80	0,70
		$\beta_2$	1,05	1,05	1,00	1,00
	Нижнее	$\beta_1$	0,90	0,80	0,70	0,70
		$\beta_2$	1,05	1,00	1,00	1,00
Ручная механизированная (проволокой сплошного сечения при $d < 1,4$ или проволокой из порошковых материалов)	В лодочку, нижнее, горизонтальное, вертикальное, в потолочном положении	$\beta_1$ $\beta_2$	0,70			

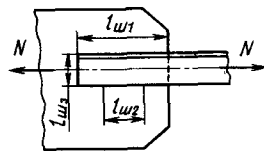


Рис. 4.35. Схема к расчету соединительных швов крепления уголка

При креплении элемента, нагруженного силой  $N$ , одновременно лобовым и продольным угловым швами (рис. 4.35), условно принимают, что лобовой шов  $3$  воспринимает нагрузку  $P_3$ , обусловленную предельной несущей способностью соединения. Нагрузку  $P_3$  определяют для металла шва

$$P_3^1 = C \beta_1 K I_{\text{шз}} R_{wy} \gamma_c \quad (4.81)$$

для границы сплавления

$$P_3^2 = C \beta_2 K I_{\text{шз}} R_{wy} \gamma_c \quad (4.82)$$

Угловые швы, расположенные вдоль действия сил, рассчитывают на общую силу

$$P_{\phi} = P_{\phi 1} + P_{\phi 2} = N - P_3 \min.$$

При расчете крепления уголков и других несимметричных элементов учитывают неравномерность распределения нагрузки между угловыми швами, расположенными вдоль действия сил. Для равнобокового уголка (см. рис. 4.35)

$$P_{\phi 1} = 0,7 P_{\phi}; \quad P_{\phi 2} = 0,3 P_{\phi}.$$

Расчетную длину угловых швов, расположенных вдоль действия сил, принимают не менее  $4K$  или 40 мм, но не более  $85K\beta_f$  (за исключением швов, в которых силы возникают по всей длине шва, например, поясные швы в балках).

Болтовые соединения. Расчетное усилие  $N_b$ , которое может быть принято одним болтом:

при срезе

$$N_b = R_{bs} \gamma_b A \gamma_c n_s \quad (4.83)$$

при смятии

$$N_b = R_{bp} \gamma_b d \sum t \gamma_c \quad (4.84)$$

при растяжении

$$N_b = R_{bt} A_{bn} \gamma_c \quad (4.85)$$

где  $R_{bs}$ ,  $R_{bp}$ ,  $R_{bt}$  — расчетные сопротивления болтовых соединений;  $d$  — наружный диаметр стержня болта;  $A$  — расчетная площадь сечения болта;  $A_{bn}$  — площадь сечения болта по резьбе;  $\sum t$  — наименьшая суммарная толщина элементов, работающих на смятие;  $n_s$  — число расчетных срезов одного болта;  $\gamma_c$  — коэффициент условий работы;  $\gamma_b$  — коэффициент условий работы соединения.

Значения коэффициента  $\gamma_b$  в зависимости от особенностей соединения следующие.

Болты:

призонные и повышенной точности	1,0
грубой точности	0,90

При расположении болтов вблизи края элемента и с малым шагом ( $a < 1,5d$ ,  $b < 2d$ );

в расчетах на смятие в элементах конструкции из стали с  $R_y \leq 380$  МПа . . . . . 0,85  
 При креплении одного элемента к другому с помощью прокладок или других промежуточных элементов, а также при креплении с помощью односторонней накладки . . . 0,90

В соответствующих случаях коэффициенты  $\gamma_b$  для различных условий работы учитывают одновременно.

Особенности расчета соединений с болтами, воспринимающими сдвигающие усилия. При действии знакопеременной нагрузки следует применять устанавливаемые без зазора болты (призонные) или обеспечивать восприятие силы, действующей на соединение, силами трения в плоскостях соприкосновения деталей. В этом случае рекомендуется применять высокопрочные болты с контролируемой затяжкой и специальной подготовкой соединяемых поверхностей (СНиП II-23-81).

При использовании соединений с неконтролируемой затяжкой болтов расчетная сила воспринимается каждой поверхностью трения соединяемых элементов, стянутых одним болтом:

$$Q = R_y A_{bn} \mu \gamma_c \quad (4.86)$$

где  $\mu = 0,25$  — коэффициент трения;  $\gamma_c$  — коэффициент условий работы; при  $12 \text{ мм} \leq d < 20 \text{ мм}$   $\gamma_c = 0,4$ ; при  $d > 22 \text{ мм}$   $\gamma_c = 0,6$ .

Болты следует проверять на срез, смятие и растяжение.

При действии продольной силы, проходящей через центр тяжести соединения, распределение этой силы между болтами следует принимать равномерным. Положение центра тяжести определяют исходя из площадей сечения болтов соединения (рис. 4.36, а).

При действии на соединение момента  $M$ , вызывающего сдвиг соединяемых элементов, распределение силы  $N_M$  между болтами следует принимать пропорциональным расстоянию от центра тяжести соединения до рассматриваемого болта (см. рис. 4.36, б).

Для комбинированных соединений (с болтами и установленными с зазо-

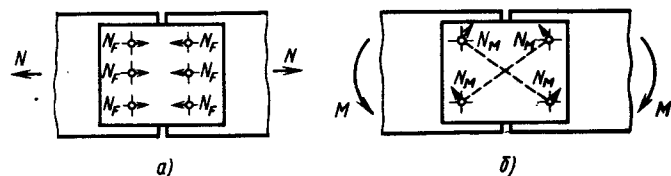


Рис. 4.36. Схемы к расчету болтовых соединений, работающих на сдвиг

рами) принимают, что частично внешняя нагрузка воспринимается силами трения в болтах с зазорами, а частично передается на призонные болты.

Болтовое фланцевое стыковое соединение. Схема стыка, нагруженного моментом  $M$ , направленным перпендикулярно к плоскости стыка, продольными и поперечными силами  $N$  и  $Q$ , приведена на рис. 4.37, а. Болты стыка проверяют на растяжение. Для соединений повышенного качества с механически обработанными контактными поверхностями можно принять, что фланцы поворачиваются относительно оси  $X-X$ , проходящей через нижний ряд болтов. Расчетная сила в болте верхнего ряда (всего  $n$  рядов, не считая нижнего)

$$N_1 = \frac{M}{z_1 a_1 + z_2 \frac{a_2^2}{a_1} + \dots + z_n \frac{a_n^2}{a_1}}, \quad (4.87)$$

где  $a_1, a_2 \dots a_n$  — расстояния от оси  $X-X$  до болтов ряда 1, 2, ...,  $n$  (рис. 4.37, б);  $z_1 z_2 \dots z_n$  — число болтов в ряду 1, 2, ...,  $n$ .

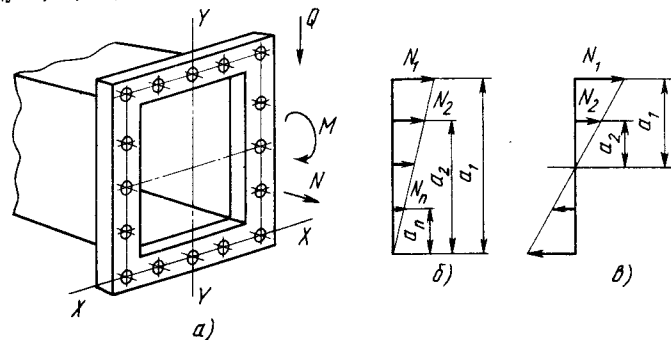


Рис. 4.37. Схема к расчету болтового стыкового соединения: а — схема фланца; б, в — схема распределения усилий между болтами

Соответственно расчетная сила в последующем ряду болтов

$$N_2 = N_1 \frac{a_2}{a_1};$$

$$N_3 = N_1 \frac{a_3}{a_1} \dots N_n = N_1 \frac{a_n}{a_1}.$$

Для соединений обычного качества принимают, что фланцы поворачиваются относительно нейтральной оси  $X_0-X_0$ , проходящей через центр тяжести сечений болтов. В формулу (4.87) подставляют значения расстояний от оси  $X_0-X_0$  до соответствующих рядов болтов (рис. 4.37, в).

При произвольном направлении момента  $M$  расчет производят отдельно для моментов  $M_x$  и  $M_y$ , суммируя затем действующие на болты силы. Продольную силу  $N$  распределяют равномерно между болтами. Поперечная сила  $Q$  должна восприниматься дополнительными призонными болтами или упорами или силами трения между контактирующими поверхностями. Для этого по рис. 4.37, б, в определяют суммарную силу работающих на сжа-

тие болтов, исходя из которой находят силы трения.

Соединения на пальцах (осях). Проушины (рис. 4.38) допускаются проверять на растяжение; при этом напряжения [124]

$$\sigma = \frac{k_1 N}{2at} \leq R_{\gamma} \gamma_c; \quad (4.88)$$

$$\sigma = \frac{k_2 N}{ct} \leq R_{\gamma} \gamma_c. \quad (4.89)$$

где  $t$  — толщина проушины.

При отсутствии проворота пальца относительно проушины  $k_1 = 0,65$ ;  $k_2 = 0,85$ ; при этом  $c \geq d$ . При возможности проворота  $k_1 = k_2 = 1,0$ ;  $a = c \geq 0,8d$ .

Уточненный расчет проушин, а также проверка их на сопротивление усталости приведены в работе [104].

Пальцы проверяют на изгиб и срез; при этом

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} < R_{\gamma} \gamma_c. \quad (4.90)$$

Для соединения, показанного на рис. 4.39,

$$\sigma = Ne/(2W); \quad (4.91)$$

$$\tau = N/(2A), \quad (4.92)$$

где  $W$  — момент сопротивления пальца;  $l = l_1 + l_2 + l_3$  — плечо действия силы;  $l_1$  и  $l_2$  принимают равными 50 % ширины контактирующих поверхностей, но не более  $0,2d$ ;  $A$  — площадь сечения пальца.

При проверке пальца на смятие напряжения

$$\sigma_{см} = \frac{N}{bd} \leq R_{bp} \gamma_c. \quad (4.93)$$

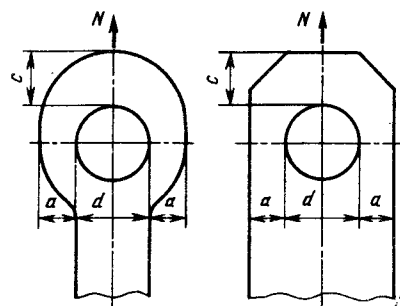


Рис. 4.38. Расчетные схемы проушины

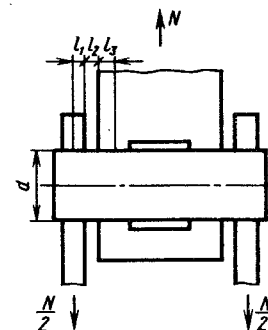


Рис. 4.39. Схема к расчету пальца

где  $d$  — диаметр пальца;  $b$  — для проушины суммарная толщина щек; для пальца — ширина опорной части; во всех случаях  $b \leq 1,5d$ ;  $R_{bp}$  — расчетное сопротивление; при гарантированном отсутствии проворота пальца в проушине  $R_{bp}$  принимают по данным табл. 4.8, а при наличии проворота — не более 50 % значений, приведенных в табл. 4.8.

#### 4.15. СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ СТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

На рис. 4.40 показана типовая кривая усталости, характеризующая зависимость предела выносливости от числа циклов  $N$  напряжений  $\sigma$ . Предельное напряжение, при котором разрушается материал, снижается от временного сопротивления  $\sigma_H$  до предела выносливости  $\sigma_1$ . На участке от точки I ( $N = 0,4$ ) до точки II ( $N = 1 \cdot 10^6$ ) разрушение имеет статический характер, как при однократном нагружении. На участке II—III характер разрушения изменяется, пластическая деформация постепенно уменьшается, а разрушение становится усталостным. После уменьшения напряжения до  $\sigma_H = (0,8 \dots 0,83) \sigma_H$  разрушение приобретает усталостный характер (участок III—IV).

Как правило, работа при  $\sigma \geq \sigma_H$  (зона малоциклической долговечности) не допускается. Нормативные расчетные методики действительны только для  $\sigma \leq \sigma_H$  и  $N \geq (6 \dots 10) 10^4$ .

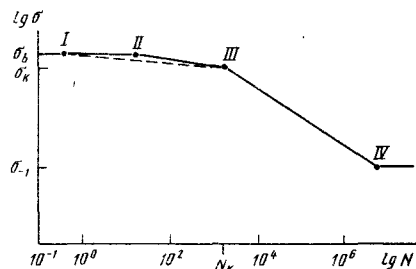


Рис. 4.40. Кривая усталости

При необходимости проверки элементов, работающих в зоне малоциклической долговечности, можно исходить из закономерностей, соответствующих отрезку I—III (штриховая линия на рис. 4.40) [62].

Усталостные разрушения возникают преимущественно в зонах, прилегающих к сварным соединениям, или в сварных соединениях. Основными причинами усталостных разрушений следует считать увеличение местных напряжений вследствие резкого изменения размеров сечения или направления силового потока и дефектов сварки (соответственно конструктивная и технологическая концентрации напряжений), а также снижение пластичности металла вследствие перегрева при сосредоточении сварных швов [12, 70]. Концентрация напряжений особенно проявляется в решетчатых конструкциях. Влияние конструктивной формы узла примыкания элементов решетки к поясу на предел выносливости последнего показано на рис. 4.41.

Сопротивление усталости листовых конструкций, как правило, выше, чем решетчатых конструкций.

Влияние конструктивного выполнения стыкового соединения пояса балки, подвергающейся изгибу, на предел выносливости показано на рис. 4.42.

Для предотвращения пережога основного металла расстояние между смежными швами в узловых соединениях следует принимать не менее 40...50 мм. Меньшие значения этого расстояния (25...20 мм) допускаются только для слабо нагруженных конструкций или при уменьшении толщи-

ны сварных швов, накладываемых за один проход.

Крайне неблагоприятно влияют на сопротивление усталости пересекаемые сварные швы. Это относится также к швам, расположенным в различных плоскостях, когда имеет место переход силового потока с одного уровня на другой. Например, при пересечении полос не рекомендуется доводить до кромок соединяющие их швы. Сопротивление усталости угловых соединений можно повысить применением пологих швов, горизонтальный катет которых в 2 раза больше вертикального.

В тавровых соединениях с угловыми швами (рис. 4.43) имеет место весьма большая концентрация напряжений, обусловленная резким изменением направления силового потока в соединении. У тавровых соединений с полным проваром (рис. 4.43, б) сопротивление усталости соединения, показанного на рис. 4.43, в.

В узлах примыкания жестких элементов к неусиленным ребрам и гибким стенкам даже при небольших изгибающих нагрузках на жесткий элемент стенка изгибается, в результате чего в ней появляются высокие напряжения, приводящие при переменной нагрузке к образованию трещин.

Расчет сопротивления усталости стальных конструкций при числе циклов нагружения более  $6,3 \cdot 10^4$ . При расчете сопротивления усталости этих конструкций следует соблюдать следующее условие:

$$\sigma_{\max} \leq \alpha_p R_{\sigma} \gamma_{\sigma} \gamma_c, \quad (4.94)$$

где  $R_{\sigma}$  — расчетное сопротивление усталости, принимаемое по данным табл. 4.18 в зависимости от временного сопротивления стали и группы элемента конструкции по степени концентрации напряжений (табл. 4.19) (см. СНиП II-83-21);  $\alpha_p$  — коэффициент, учитывающий режим работы элемента и определяемый по данным табл. 4.20;  $\gamma_{\sigma}$  — расчетный коэффициент, определяемый по данным табл. 4.21 в зависимости от вида напряженного состояния (степени концентрации напряжений) и коэффициента асимметрии  $\rho = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$  (здесь  $\sigma_{\max}$  и  $\sigma_{\min}$  — соот-

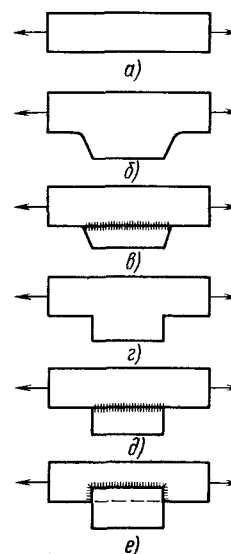


Рис. 4.41. Влияние конструктивной формы узла примыкания элементов решетки на сопротивление усталости пояса из стали СтЗ (пульсирующий цикл):

$$\begin{aligned} a - \sigma_{-1Д} &= 230 \pm 240 \text{ МПа}; \quad б - \\ \sigma_{-1Д} &= 180 \pm 200 \text{ МПа}; \quad в - \sigma_{-1Д} = \\ &= 160 \pm 180 \text{ МПа}; \quad г, д, е - \sigma_{-1Д} = \\ &= 80 \pm 90 \text{ МПа} \end{aligned}$$

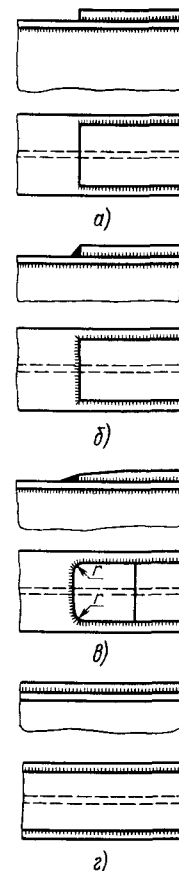


Рис. 4.42. Влияние особенностей выполнения стыкового соединения растянутого пояса балки на предел выносливости пояса из стали СтЗ (пульсирующий цикл)

ветственно наибольшее и наименьшее по абсолютному значению напряжения в рассматриваемом элементе, вычисленные по сечению с учетом местных ослаблений, без учета коэффициентов продольного и поперечного изгиба; при разнозначных напряжениях коэффициент асимметрии принимают со знаком «минус».

Значения величины  $\alpha_p R_{\sigma} \gamma_{\sigma}$  для элементов краев различной группы режима работы приведены на рис. 4.44, а-в. Для соединений, выполняемых в неблагоприятных условиях (на открытом воздухе при пониженной температуре, ветре и др.), группы элементов увеличивают на единицу.

При расчетах на сопротивление усталости в формуле (4.94) произведение

$\alpha_p R_{\sigma} \gamma_{\sigma}$  не должно превышать  $R_u / \gamma_u$  (здесь  $\gamma_u = 1,3$ ).

При расчете должны учитываться нагрузки от сил тяжести конструкции

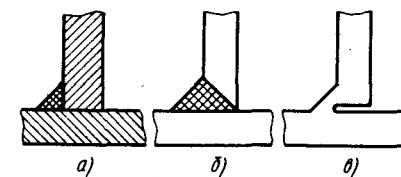


Рис. 4.43. Тавровое соединение:

$$\begin{aligned} a - \sigma_{-1Д} &= 40 \pm 50 \text{ МПа (с угловым швом);} \\ б - \sigma_{-1Д} &= 120 \pm 130 \text{ МПа (с полным проваром);} \\ в - \sigma_{-1Д} &= 20 \pm 30 \text{ МПа (с не-} \\ &\text{проваром)} \end{aligned}$$

4.18. Расчетное сопротивление усталости  $R_v$ , МПа

Номер группы элементов *	Нормированное временное сопротивление стали $R_{ст}$ , МПа				
	До 420	Св. 420 до 440	Св. 440 до 520	Св. 520 до 580	Св. 580 до 675
1	120	128	132	136	145
2	100	106	108	110	116
3	90				
4	75				
5	60				
6	45				
7	36				
8	27				

\* См. табл. 4.19.

## 4.19. Группы элементов по степени концентрации напряжений

Схема элемента и расположение расчетного сечения $a-a$	Характеристика элемента	Номер группы элементов
	Основной металл вдали от сварных швов: с прокатными или механически обработанными кромками	1
	с кромками, обрезанными механизированной газовой резкой	2
	с кромками, обрезанными ручной газовой резкой	3
	Основной металл в болтовых соединениях в сечениях по отверстиям:	3
	при высокопрочных болтах или болтах нормальной точности	4
	при болтах повышенной точности и двусторонних накладках	5
	при болтах повышенной точности и односторонних накладках (эксцентричная передача усилия в соединении)	
	Фасонки прямоугольной формы, приваренные стыковым или тавровым соединением к элементам конструкций без механической обработки места перехода от фасонки к элементу.	7

и груза, которые принимают без учета коэффициента перегрузки; остальные нагрузки допускается принимать равными 50 % значений нагрузок, определяемых в соответствии с приведенными выше данными.

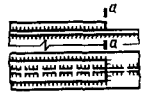
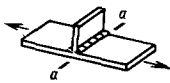
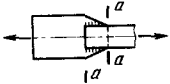
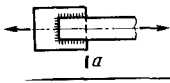
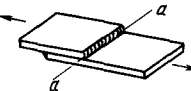
Сопротивление усталости металлоконструкций для кранов группы режима 1К ... 2К не рассчитывают; сопротивление усталости листовых конструкций для кранов группы режима, до 5К допускается не производить при условии, что выполнение элементов этих конструкций не приводит к высокой концентрации напряжений (группы элементов 6 ... 8 в табл. 4.19).

Для режимной классификации, используемой при расчете сопротивления усталости элементов стальных конструкций, используют систему показателей, принятую в ГОСТ 25546—82. На основании исходных данных, регламентированных этим стандартом,

Продолжение табл. 4.19

Схема элемента и расположение расчетного сечения $a-a$	Характеристика элемента	Номер группы элементов
	Фасонки, приваренные к стенкам и поясам балок, а также к элементам при $\alpha \geq 45^\circ$ с помощью стыкового или таврового соединения	4
	Фасонки прямоугольной или трапецевидной формы, приваренные с помощью нахлесточного соединения с обваркой по контуру этого соединения, без механической обработки швов	7
	Элементы, соединенные стыковым механически необработанным швом: одинаковой ширины и толщины	2
	разной толщины и ширины	5
	Элементы, соединенные механически обработанным швом: одинаковой толщины и ширины	2
	разной толщины и ширины	3
	Сварные балки и стержни, соединенные продольными швами: непрерывным	2
	прерывистым	6
	Элемент с приваренным ребром или поперечной планкой, приваренной с помощью нахлесточного соединения:	6
	$l \leq 100$ мм	7
	$l > 100$ мм	

Продолжение табл. 4.19

Схема элемента и расположение расчетного сечения $a-a$	Характеристика элемента	Номер группы элементов
	Обрыв поясного шва без механической обработки поперечного (углового) шва	7
	Элемент, соединенный с поперечным ребром с помощью сварного шва: двустороннего, с плавным переходом к основному металлу; одностороннего, обычного исполнения	4 5
	Основной металл в местах перехода от элемента к концам угловых швов соединений: с угловыми швами, расположенными вдоль действия усилий	8
		7
	Сварные швы в нахлесточных соединениях при расчете на срез	7

4.20. Значения коэффициента режима работы  $\alpha_p$  элементов металлоконструкций кранов различных групп режима

Группа элементов (см. табл. 4.18)	Группа режима крана					
	3К	4К	5К	6К	7К	8К
1 ... 2	1,7	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1
3 ... 8	2,0	1,6	1,8	1,7	1,6	1,2

4.21. Расчетный коэффициент  $\gamma_0$ 

Действующее максимальное по абсолютному значению напряжение $ \sigma_{\max}  >  \sigma_{\min} $	Коэффициент асимметрии $\rho = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$	Формулы для расчета коэффициента $\gamma_0$
Растяжения $\sigma_{\max} \geq 0$	$-1 \leq \rho \leq 0$	$2,5/(1-\rho)$
	$0 < \rho \leq 0,8$	$2,0/(1,2-\rho)$
Сжатия $\sigma_{\min} < 0$	$0,8 < \rho < 1$	$1,0/(1-\rho)$
	$-1 \leq \rho < 1$	$2,0/(1-\rho)$

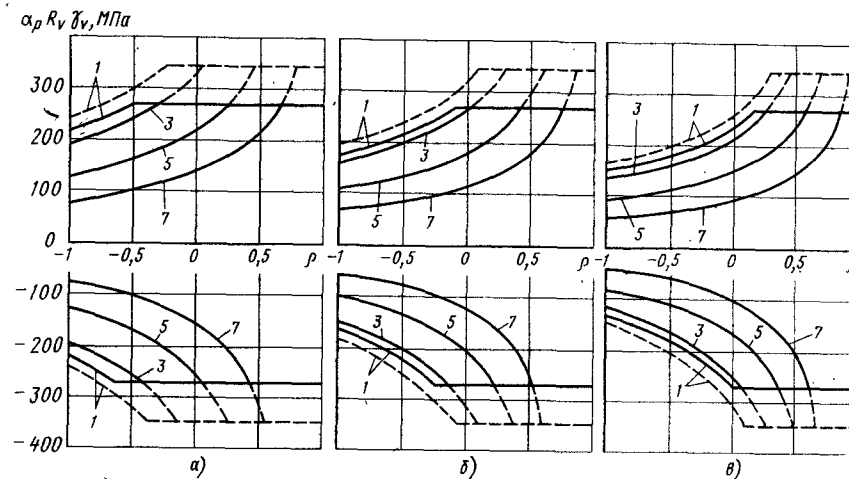


Рис. 4.44. Графики значений  $\alpha_p R_s \gamma_0$  для элементов кранов группы режима: а — 3К; б — 5К; в — 7К; 1, 3, 5, 7 — номера группы элементов; — сталь при  $R_{uH}$  до 420 МПа; - - - сталь при  $R_{uH} = 420 + 520$  МПа

определяют значения действующих в элементах конструкции напряжений и число циклов их изменения.

Если неизвестно конкретное сочетание классов нагружения и использования, соответствующих данной группе режима крана, то для расчета сопротивления усталости принимают класс нагружения Q4 и, исходя из

этого класса, находят расчетное число циклов изменения нагрузок (класс использования).

Для интенсивно эксплуатируемых кранов целесообразно использовать уточненную методику, приведенную в РТМ 24.090.53—79 «Краны грузоподъемные. Выносливость сварных конструкций».

## 5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Стальные несущие конструкции должны быть работоспособными в течение всего срока службы крана.

Основные требования к этим конструкциям регламентируют Правила Госгортехнадзора, ГОСТ 23940—79, ГОСТ 24378—80 и др., а также ОСТ 24.090.63—81 «Общие требования к изготовлению металлических сварных конструкций грузоподъемных кранов», СНиП II-23—81 и СНиП III-18-75 «Правила производства и приемки работ. Металлические конструкции».

Для изготовления стальных конструкций используют малоуглеродистые стали обычного качества и низколегированные с пределом текучести 400 ... 500 МПа. Применение для кранов сталей с более высокими прочностными характеристиками обычно экономически нецелесообразно. Такие стали имеют относительно высокую стоимость и повышенную трудоемкость обработки. При этом сопротивление усталости элементов металлоконструкций повышается только у кранов ограниченной интенсивности использования (группы режима 1К ... 3К). Несущая способность по критерию жесткости элементов конструкции не зависит от прочности стали.

Конструкции из алюминиевых сплавов, имеющие высокую стоимость, в настоящее время могут быть использованы только для кранов повышенной грузоподъемности, устанавливаемых на существующие крановые пути.

Требования к основным материалам и сварным соединениям металлоконструкций регламентируют РТМ 24 080.52—85 «Краны грузоподъемные. Материалы для сварных металлических конструкций» (см. гл. 12) для условий Севера [100].

5.2. СОЕДИНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ  
СТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

**Неразъемные соединения.** Эти соединения, как правило, выполняют дуговой сваркой. В отдельных случаях, например, для изготовления рамных диафрагм коробчатых балок и др., применяют контактную сварку.

Стыковые соединения следует применять только в тех случаях, когда может быть обеспечен контроль качества сварки с применением физических методов. Нежелательно, в основном, для монтажных швов использовать сварку в потолочном положении.

Сварные соединения, выполняемые ручной дуговой сваркой, должны соответствовать требованиям ГОСТ 5264—80; дуговой сваркой в защитном газе — ГОСТ 14771—76, а под флюсом — ГОСТ 8713—79.

Расчетные катеты  $K_p$  угловых швов должны быть не менее значений, указанных в табл. 5.1, но не более 1,2s (здесь s — наименьшая толщина свариваемых элементов).

Не рекомендуется длину углового шва принимать менее  $4K_p$  и менее 40 мм, а длину углового шва, расположенного вдоль действия усилия, более  $85K_p\beta_f$  (здесь  $\beta_f$  — коэффициент, принимаемый по данным табл. 4.17).

Длина шва должна быть не менее 5t.

Соотношения размеров катетов угловых швов обычно принимают 1 : 1. При разной толщине свариваемых элементов допускается принимать швы с неравными катетами; при этом катет шва, примыкающий к элементу меньшей толщины, должен составлять  $1,2t$ , а катет шва, примыкающий к элементу большей толщины, должен быть не менее  $4K_p$ .

В конструкциях кранов группы режима 3К ... 5К и в основной группы режима 6К ... 8К должны учитываться

5.1. Минимальные значения катета  $K_p$  (мм) углового шва в зависимости от толщины t свариваемых элементов

Соединение	Сварка	Предел текучести сталей свариваемых элементов, МПа	Толщина t более толстого из свариваемых элементов				
			4...5	6...10	11...16	17...22	22...32
Тавровое с двусторонними угловыми швами, нахлесточное и угловое	Ручная Автоматическая и полуавтоматическая	До 430	4	5	6	7	8
		Св. 430 до 580	5	6	7	8	9
		До 430 Св. 430 до 580	3	4	5	6	7
Тавровое с односторонними угловыми швами	Ручная Полуавтоматическая	До 380	5	6	7	8	9
			4	5	6	7	8

требования обеспечения сопротивления усталости.

Сварные стыковые соединения листовых элементов следует, как правило, выполнять с двусторонними и прямыми швами с полным проваром. Должно быть предусмотрено применение выводных планок.

Сварные стыковые соединения с односторонними швами допускаются только при наличии специально разработанной технологии [24] или при монтаже с подваркой корня шва либо на остающейся стальной подкладке.

Не допускается применение комбинированных соединений, в которых часть усилий воспринимается сварными швами, а часть — болтами.

Применение прерывистых швов допускается только в слабонагруженных вспомогательных элементах. Не рекомендуется использовать прерывистые швы при соединении, например, листов настила с основными и несущими элементами.

**Болтовые соединения.** В соединениях металлических конструкций применяют болты грубой точности (ГОСТ 15589—70), нормальной точности (ГОСТ 7798—70), повышенной точности (ГОСТ 7805—70), а также высокопрочные (ГОСТ 22353—77).

Болты грубой точности рекомендуется использовать только в малонагруженных соединениях.

Болты нормальной точности хорошо работают на растяжение. Эти болты устанавливают с зазором, примерно составляющим 1 мм. Элементы, соединяемые болтами, при действии нагрузки, превышающей силу трения, смещаются и пределах этого зазора. Это приводит к тому, что болты начинают работать на срез и смятие. Так как при этом равномерное распределение нагрузок между всеми болтами не гарантировано, напряжения в наиболее нагруженных болтах могут достигать предела текучести. Смещение элемента будет продолжаться до тех пор, пока в работу не включатся остальные болты.

В таком виде соединение может воспринимать статические нагрузки постоянного направления, определяемые сопротивлением болтов срезу и смятию. При изменении направления действия нагрузки или при резком изменении нагрузки, постоянного направления соединения элементы будут смещаться в противоположных направлениях, что приведет к быстрому выходу соединения из строя.

Болты повышенной точности устанавливают в соединениях с зазором, не превышающим 0,2 ... 0,3 мм. В этих соединениях взаимное смещение соединяемых элементов от действия сдвигающих нагрузок практически отсутствует. Однако при длительном действии знакопеременной нагрузки соединение может выйти из строя. Восприятие сдвигающей знакопеременной нагрузки вследствие работы болта на срез может быть обеспечено только путем применения специальных болтов, устанавливаемых с натягом (посадка Н8/Х8).

Отверстия под такие болты должны разворачиваться при контрольной сборке. В соединениях с помощью чистых болтов двух-трех сборок и разборки посадка нарушается. Поэтому в кранах, которые за срок службы должны несколько раз перебазироваться, целесообразно применение фланцевых соединений или стыковых с помощью высокопрочных болтов.

В соединениях, выполненных с помощью высокопрочных болтов, передача сдвигающих сил между соединяемыми элементами обеспечивается силами трения, возникающими между соединяемыми элементами.

Эти болты, изготовленные из термически обработанной стали повышенной прочности, затягивают с помощью динамометрических ключей.

В кранах применяют болты класса прочности от 4,6 до 6,6 (ГОСТ 1759—70) и наиболее часто болты класса 5, 6 (сталь 30 и 35). Требования размещения болтов, а также выполнение соединений с помощью высокопрочных болтов регламентируют СНиП II-23—81.

Болты в соединениях располагают рядами или в шахматном порядке, а в элементах проката — по рядам. При размещении болтов необходимо учитывать номинальный диаметр болта и толщину наиболее тонкой наружной соединяемой детали.

Монтажные соединения. В этих соединениях особенно широко применяют закладные пальцы. Для облегчения установки эти пальцы должны иметь конусную заходную часть длиной не менее 0,5 диаметра при угле наклона около 30°. Пальцы, которые используют для соединения элементов

конструкций, устанавливают по посадке Н11/d11. В монтажных соединениях можно предусматривать гарантированные зазоры, составляющие 2 ... 3 % диаметра пальца. Материал пальцев — сталь Ст5 или в более ответственных случаях — сталь 45.

### 5.3. СОЕДИНЕНИЯ РЕШЕТЧАТЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Элементы решетчатых конструкций выполняют из одиночных или спаренных уголков. Область применения одиночных уголков ограничена, поэтому они находят применение только в слабонагруженных элементах. Это объясняется их низкой пространственной жесткостью и, как следствие, неблагоприятным влиянием изгибающих моментов, возникающих в них вследствие внецентренной передачи нагрузок в узлах. Например, в поясах ферм из одиночных уголков возникают напряжения вследствие эксцентричного примыкания элементов решетчатой конструкции [91].

Решетчатая конструкция с приваркой раскосов к полкам поясного уголка (рис. 5.1, а) характеризуется высокой концентрацией напряжений, повышенными эксцентриситетами  $e$  и ограниченной длиной швов; ее следует использовать в слабонагруженных элементах.

В узлах решетчатой конструкции с установленной на полке уголка фасонкой (рис. 5.1, б) обеспечивается центрирование раскосов и необходимая длина сварных швов. Однако концентрация напряжений в поясе у краев фасонки остается весьма высокой. Она снижается в узлах с трапецевидными фасонками, прикрепленными стыковым швом к кромке пояса (рис. 5.1, в). Наиболее высокой несущей способностью обладают узлы с трапецевидными фасонками (рис. 5.1, г), размеры которых увеличены, исходя из необходимости размещения на них уголков. Кроме того, исключено неблагоприятное влияние швов крепления и раскосов на несущую способность пояса. Наибольшее снижение концентрации напряжений обеспечивается при выполнении скругления радиусом  $R = 50 \dots 100$  мм.

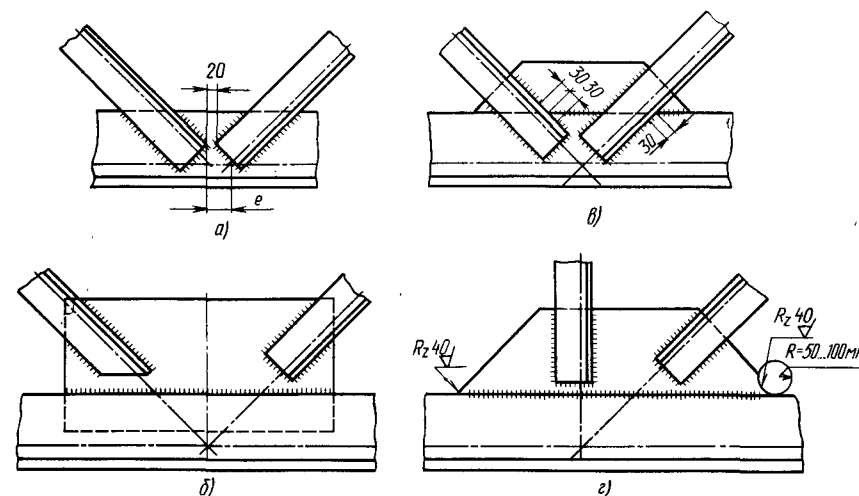


Рис. 5.1. Узлы элементов решетчатой конструкции с примыканием к одиночному поясному уголку

Минимально допустимые расстояния между смежными (см. рис. 5.1, а) и пересекающимися (см. рис. 5.1, в) швами составляют соответственно 20 и 30 мм.

Уголки следует приваривать продольными и лобовыми швами (последние учитывают при расчете).

Повышенная металлоемкость и трудоемкость выполнения, а также необходимость контроля стыкового шва физическими методами ограничивает область применения узлов, показанных на рис. 5.1, в, г, особенно в ответственных конструкциях.

Элементы решетчатых конструкций из сдвоенных уголков обладают по сравнению с элементами из одиночных уголков более высокой пространственной жесткостью. Они хорошо работают на продольный изгиб.

Уголки соединены периодически установленными планками, расположенными с шагом  $l = 40i$  (здесь  $i$  — радиус инерции уголка). Решетчатые конструкции могут иметь тавровое (рис. 5.2, а), крестовое (рис. 5.2, б) и коробчатое (рис. 5.2, в) сечение. Наиболее распространены решетчатые конструкции таврового сечения, в которых, однако, затруднены очистка и ок-

раска смежных поверхностей уголков. Этот недостаток устранен в решетчатых конструкциях крестового сечения, которые обладают относительно высокой пространственной жесткостью — минимальный радиус инерции его равен максимальному радиусу инерции одиночного уголка. Однако для крепления элементов решетчатой конструкции крестового сечения необходимо увеличивать размеры узловых фасонки,

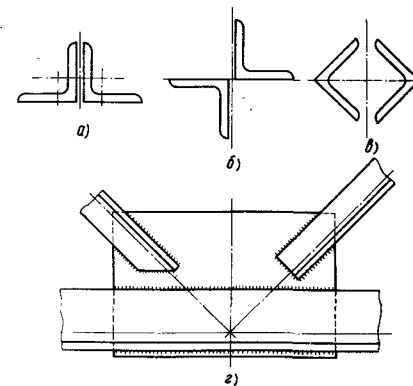


Рис. 5.2. Узел примыкания раскосов к поясу из сдвоенных уголков

кроме того, велика наветренная площадь элементов.

Основным недостатком решетчатых конструкций коробчатого сечения является полная недоступность осмотра и очистки внутренних поверхностей уголков.

Для решетчатых конструкций, показанных на рис. 5.2, *a-a*, характерна высокая степень концентрации напряжений.

Элементы решетчатых конструкций, имеющие замкнутое коробчатое сечение

Максимальная сила

в стержнях решетчатой конструкции, кН	30...80	90...150	160...250	260...400	410...600
Толщина фасонки, мм	5	6	8	10	12

Применение гнутых профилей в ответственных конструкциях кранов группы режима свыше 4К...5К не допускается.

Соединения элементов из прокатных профилей. Эти соединения в заводских условиях выполняются стыковыми швами. Для кранов группы режима 1К...3К могут быть применены более про-

стые и выполненные из двух спаренных между собой полками уголков, получили ограниченное распространение вследствие повышенного объема выполнения сварочных работ.

На рис. 5.2, *г* показан типовой узел конструкции с поясами из двоянных уголков, соединяемых периодически установленными планками.

Толщину фасонки выбирают в зависимости от принятой толщины сварных швов и сил, действующих в стержнях решетчатой конструкции [68].

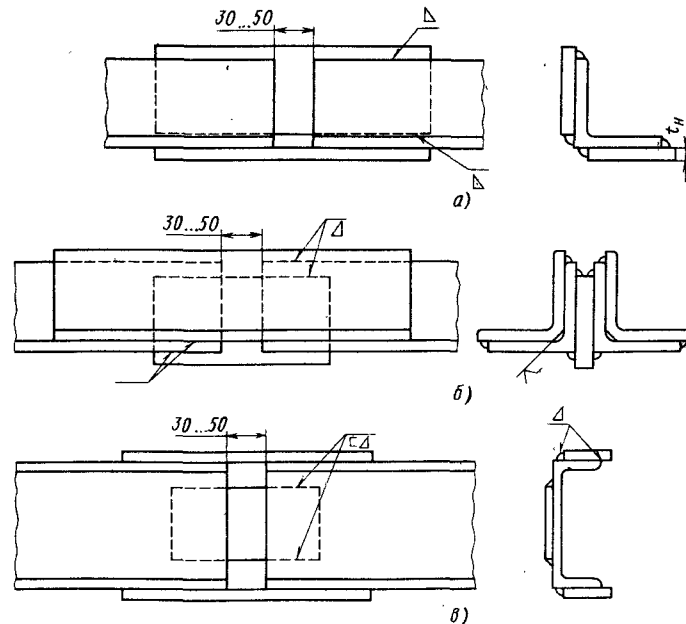


Рис. 5.3. Стыковые соединения с помощью накладок для элементов из прокатных профилей

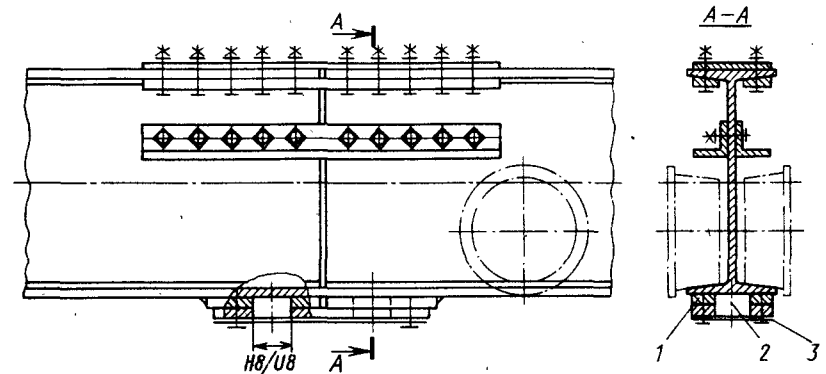


Рис. 5.4. Стыковое соединение монорельса для грузовых тележек

соответствовать несущей способности основных элементов.

Элементы из составных тавровых профилей стыкуют с помощью уголков со снятыми обухами; между уголками профиля размещают прокладку (рис. 5.3, *б*). Размеры стыковых соединений из элементов для одиночных профилей и тавровых сечений приведены в работе [21].

Разъемные монтажные стыковые соединения элементов из профильной стали обычно выполняют на болтовых накладках. Для уголкового профиля в качестве внутренних накладок целесообразно использовать уголки со снятыми обухами.

Во избежание скручивания балки для подвесных грузовых тележек при действии горизонтальной нагрузки следует максимально уменьшать высоту элементов соединяющих нижние полки смежных частей балки. Для обе-

спечения свободного прохода ходовых тележек не удастся разместить накладку по всей высоте стенки.

На рис. 5.4 показано стыковое соединение монорельса с уголковыми накладками в верхней части стенки и с соединенными с помощью закладных цилиндрических пробок 2 нижними полками. Пробки, посаженные с натягом в расточки приваренных подкладок 1 и соединительной накладки, удерживаются крышкой 3. Накладка прикреплена болтами.

Трубчатые конструкции. Узлы таких конструкций (рис. 5.5) обычно выполняют фасонной резкой концов примыкающих элементов на газорезательных автоматах, одновременно снимающих фаску с внешних кромок трубы [17, 37]. Фаску изменяют по периметру трубы для обеспечения постоянного значения угла между смежными поверхностями пояса и примыкающего

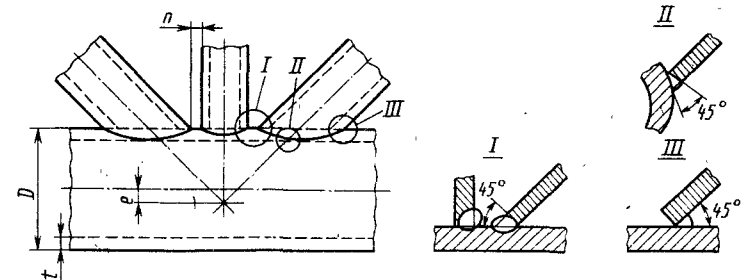


Рис. 5.5. Узел трубчатой конструкции



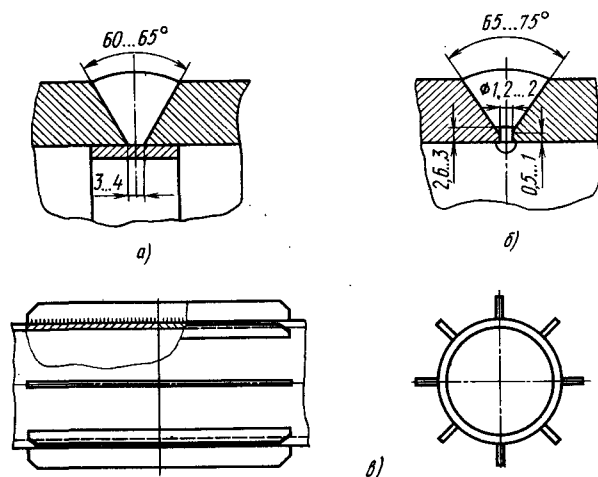


Рис. 5.6. Стыковые соединения трубчатых элементов:

а — на остающейся подкладке; б — с грибовидной вставкой; в — с продольными ребрами

элемента. Отсутствие фаски резко снижает несущую способность соединения, в особенности при переменных нагрузках.

При сварке трубчатых конструкций между примыкающими стержнями рекомендуется обеспечивать расстояние  $l = 25 \div 40$  мм; кроме того, допускается эксцентриситет стержней  $e \leq 0,25D$ . По данным испытаний, разрушения в основном происходят в околошовной зоне поясных труб. При увеличении отношения  $t/D$  повышается жесткость пояса, а следовательно, прочность соединения.

При сплюснутых концах труб малая ширина зоны контакта примыкающего элемента с трубой пояса, низкая боковая жесткость соединения, перегрев металла пояса между близко расположенными швами снижают надежность работы узлов, сопротивление усталости которых крайне невелико. Врезные фасонки не только уменьшают эффективное сечение труб, но и способствуют очень высокой концентрации напряжений. Такие соединения могут быть допущены только в ответственных, слабонагруженных элементах. Более подробные указания по выполнению узлов трубчатых конструкций приведены в работе [17].

Трубчатые элементы, в особенности для конструкций интенсивно работающих кранов, наиболее целесообразно изготавливать без технологических стыков из заготовок необходимой длины. Стыковое соединение трубчатых элементов с помощью стыковых швов на остающихся подкладках (рис. 5.6, а) или грибовидных расплавляющихся вставок (рис. 5.6, б) наиболее надежно [37]. Это соединение подлежит контролю физическими методами.

При ограниченной интенсивности работы кранов (группа режима 3К ... 5К) можно применять нахлесточные соединения с угловыми швами. Более прочны соединения с внешними трубчатыми обоймами. При диаметрах труб более 100 ... 150 мм такие обоймы могут быть выполнены с зигзагообразными внешними кромками, что увеличивает протяженность шва. Однако в этом случае следует избегать перегрева конструкции.

Область применения стыковых соединений с помощью продольных ребер в виде полос (рис. 5.6, в) или уголков такая же, как нахлесточных соединений.

Такие стыковые соединения могут использоваться также в качестве мон-

тажных с соединением полос между собой болтовыми накладками.

Для кранов, устанавливаемых на открытых площадках, стыковые соединения (см. рис. 5.6, в) следует герметизировать. Недостатком этих стыковых соединений (см. рис. 5.6, в) является их значительная длина. Фланцевые стыковые соединения лишены этого недостатка. В этих соединениях часто предусматривают центрирующие штифты или закладные втулки.

Для условий интенсивного нагружения между фланцем и трубой следует размещать переходный патрубок с плавным возрастающим от трубы к фланцу сечением.

#### 5.4. ПРОЛЕТНЫЕ БАЛКИ КРАНОВ С МОНОРЕЛЬСОВЫМИ ГРУЗОВЫМИ ТЕЛЕЖКАМИ

Балки из прокатных двутавров обладают относительно низкой пространственной жесткостью, поэтому их применяют, как правило, при пролетах 6 ... 7 м. При усилении верхнего пояса горизонтальными листами или прокатными и гнутыми профилями пролет может быть увеличен от 12 до 17 м. Для повышения сопротивления изгибу в вертикальной плоскости применяют раздвинутые (перфорированные) двутавры. Нижний пояс, испытывающий нагрузку от ходовых колес грузовых тележек, усиливают привариваемой полосой. Применяют также составные профили с тавровым нижним и корытным верхним поясами (рис. 5.7, а).

Перфорированные балки целесообразно выполнять из двух профилей — нижнего усиленного (ГОСТ 19425—74)

и верхнего обычного (ГОСТ 8239—72).

В крупных подвесных кранах применяют сварные биметаллические профили (рис. 5.7, б) с усиленными ездовыми таврами. Материал для тавра — сталь повышенной прочности, например, 20ХНЗА. Биметаллические профили рассчитаны на нагрузку ходового колеса, составляющую 100 ... 150 кН.

При длине балки 13 ... 17 м вследствие ограниченной боковой жесткости и устойчивости двутавровые профили часто оказываются неэкономичными. Устойчивость двутавровой балки можно значительно повысить путем введения в сечение замкнутых коробок (рис. 5.7, в).

Иногда применяют трапециевидные коробчатые балки со стенками, приваренными к кромкам верхней полки двутавра (рис. 5.7, г). Более просты в изготовлении балки, показанные на рис. 5.7, д. Однако в этих балках двутавр используется неэкономично, так как его верхняя полка располагается вблизи нейтральной оси сечения.

В трубчатых пролетных балках (рис. 5.8, а) использован тавровый профиль, полученный путем зигзагообразной резки стенки двутавра.

В трубчатой пролетной балке (рис. 5.8, б) двутавр разрезан по средней линии, а необходимая высота сечения обеспечивается присоединением таврового профиля к трубе с помощью косынок, размещенных в шахматном порядке и имеющих отбортованные для жесткости края.

Часто находят применение пролетная балка, в которой двутавр соединен с трубой с помощью промежуточного швеллера (рис. 5.8, в).

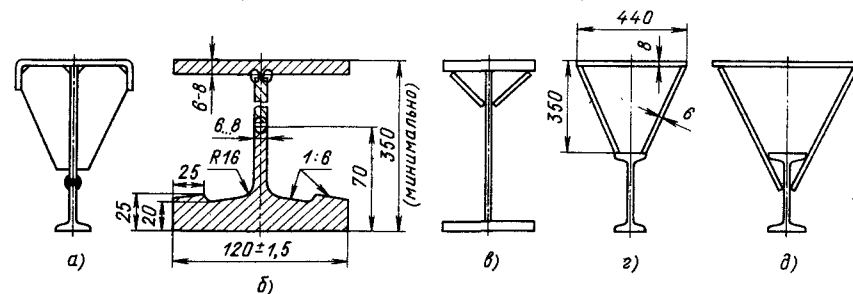


Рис. 5.7. Профили пролетных балок для монорельсовых грузовых тележек

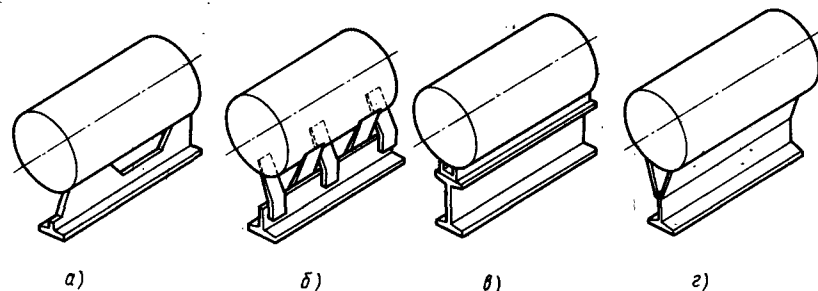


Рис. 5.8. Трубчатые пролетные балки

В конструкции коробчатой балки, показанной на рис. 5.8, г, тавр соединен с трубой с помощью наклонных полос, что обеспечивает передачу нагрузки на трубу по касательной к ее контуру. Трубчатые балки по сравнению с коробчатыми более просты в изготовлении, однако их несущая способность ниже вследствие меньшей жесткости труб при изгибе. При одинаковой несущей способности различных балок масса трубчатых балок превосходит массу трапециевидных балок на 20...10% (большие значения массы трубчатых балок относятся к конструкции на рис. 5.8, в).

Трубчатые балки на рис. 5.8, а относительно просты в изготовлении, однако сопротивление усталости сварных соединений стенки тавра с трубой ограничено. В балках на рис. 5.8, б имеется возможность изменять высоту благодаря замене косынок и, следовательно, несущую способность.

Для балок на рис. 5.8, в характерна минимальная трудоемкость заготовительных работ. Однако в них эффективность использования металла снижена вследствие расположения верхней полки двутавра и швеллера вблизи нейтральной зоны сечения. Этого недостатка не имеет балка, показанная на рис. 5.8, г.

### 5.5. ДВУТАВРОВЫЕ ПРОЛЕТНЫЕ БАЛКИ ДЛЯ КРАНОВ С ОПОРНЫМИ ГРУЗОВЫМИ ТЕЛЕЖКАМИ

При пролетах кранов до 10...14 м иногда применяют прокатные двутавровые балки; целесообразно также ис-

пользовать широкополочные профили (ТУ 14-2-24—72). Для повышения жесткости полки при кручении двутавров соединяют в определенном порядке размещаемыми планками или образуют вдоль балок замкнутые коробки. Относительно невысокая боковая жесткость таких балок ограничивает область их применения в кранах групп режима 1К...3К.

### 5.6. КОРОБЧАТЫЕ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ

Эти конструкции широко применяют для пролетных и концевых балок крановых мостов и опорных стоек козловых кранов.

Размеры сечений элементов коробчатых конструкций обычно назначают из условий применения листов шириной не более 1,6 м; использование более широких листов требует предварительного согласования с поставщиками.

Рекомендуемая минимальная толщина листов несущих элементов приведена в табл. 5.2.

Для предотвращения искажения контура поперечного сечения и обеспечения местной устойчивости листов элементов в них периодически размещают поперечные диафрагмы. При значительных размерах поперечных сечений (например, 800×1200 мм и более) поперечные диафрагмы целесообразно выполнять рамными, а при меньших поперечных сечениях — листовыми; находят применение также разрезные диафрагмы из усиленных треугольных листов. Учитывая условия сборки, сварки конструкции, а также для повышения сопротивления усталости

одну из кромок диафрагмы часто не приваривают к растянутому поясу.

При отношении высоты (ширины) листа к его толщине более 80:1...100:1 листы обычно усиливают продольными ребрами. Для кранов группы режима 7К...8К эти ребра размещают в вырезках, предусмотренных в диафрагмах.

Возможно применение листов толщиной 5 мм с периодическими гофрами.

При изготовлении коробчатых элементов их листы соединяют в полотно (гардины) стыковыми соединениями. При соединении листов разной толщины лист большей толщины выполняют со скосом (уклон не более 1:5).

При соединении листов коробчатых элементов стыковые швы в качестве монтажных применяют, как правило, только в крупных конструкциях, в которых можно обеспечить необходимую точность сопряжения кромок-стыкуемых листов и возможность их сварки с двух сторон, а также контроль шва с использованием физических методов.

Для металлоконструкций кранов группы режима 1К...3К можно применять соединения с приваренными накладками. В этом случае для снижения концентрации напряжений и увеличения протяженности эффективно работающих сварных соединений часто применяют ромбические или овальные накладки. Такие соединения широко используют также при изменении длины элемента (например, пролетной балки крана) на месте его установки.

Для облегчения сборки, сварки конструкции на месте монтажа часто на заводе-изготовителе собирают конструкцию с помощью контрольных болтов, а затем при окончательной сборке крана накладки приваривают. Для этого на элементах конструкции предусматривают систему бобышек с центрирующими конусами и стяжными болтами.

Стыковые соединения с помощью поперечных ребер (прокладок), к которым листы приваривают угловыми швами, рекомендуют только для элементов, испытывающих относительно небольшую сжимающую нагрузку. Надежность работы соединения можно увеличить, перекрывая выступающую

### 5.2. Минимальная толщина (мм) листов коробчатых элементов кранов

Ширина листа, мм	Группа режима			
	1К...3К	4К...5К	6К...7К	8К
До 500	4	5	6	8
Св. 500 до 1000	5	5	6	8
» 1000 » 1600	5	5	6	8
» 1600	6	6	8	10

кромку ребра П-образной накладкой. Таким образом иногда выполняют стыковые соединения пролетных балок мостовых кранов группы режима 3К...5К [51].

Разъемные монтажные соединения наиболее целесообразно выполнять с помощью болтовых накладок. При этом размеры поперечного сечения балки должны быть достаточны для прохода к внутренней поверхности стыкового соединения. При меньших размерах сечения балки люки выполняют перекрываемыми крышками для доступа к головкам болтов.

Стыки часто выполняют с передачей продольных усилий за счет сил трения. Для передачи поперечных сил и обеспечения точности фиксирования соединяемых элементов с каждой стороны накладки предусматривают два три установленных на посадке болта. Иногда при стыковых соединениях с односторонними накладками последние приваривают к конструкции одной стороной.

Во фланцевых стыковых соединениях (рис. 5.9) болты, установленные с зазорами, работают на растяжение. Наиболее целесообразны стыки с расположенным болтов по обе стороны от соединяемых листов (рис. 5.9, в). Благодаря размещению в стыковых соединениях прокладок можно в определенной степени компенсировать неточности изготовления конструкции. Иногда фланцы изготавливают в виде сварных или прокатных угловых профилей, которые на стадии сборки перед сваркой могут смещаться в продольном направлении.

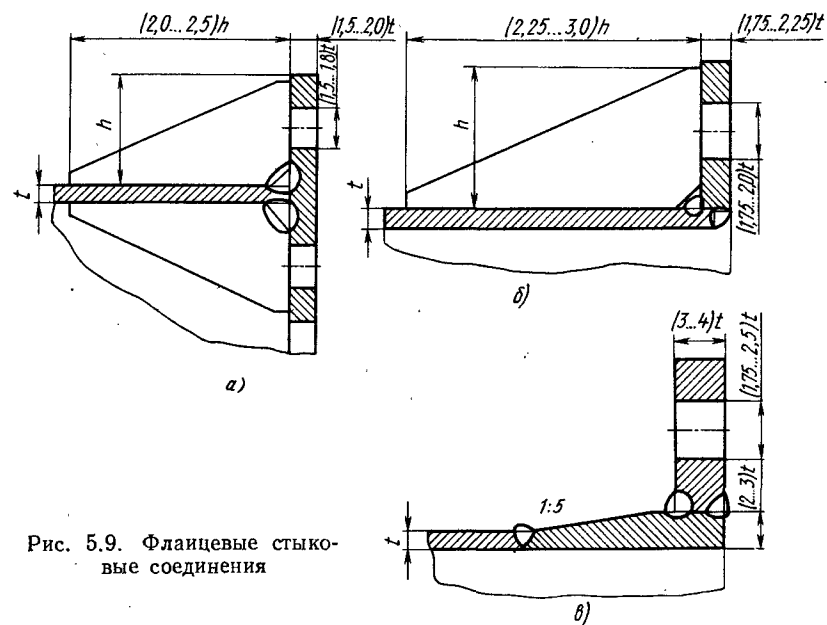


Рис. 5.9. Фланцевые стыковые соединения

При креплении фланцев угловыми швами сопротивление усталости соединения ограничено. Ребра, которыми закрепляют фланцы, затрудняют размещение болтов; приварка их приводит к отгибу фланцев.

Для ответственных соединений рекомендуется приваривать фланцы к переходному элементу увеличенной толщины (рис. 5.9, в), при этом внешнюю поверхность фланцев следует после сварки механически обработать.

Рекомендуемые соотношения между размерами элементов фланцевых стыковых соединений приведены на рис. 5.9, а—в. Диаметр болтов определяется расчетом, а высота фланцев не должна превышать минимального значения, необходимого для размещения болтов.

Коробчатые пролетные балки на специализированных краностроительных предприятиях изготавливают на механизированных поточных линиях [52]. Типовой технологический процесс включает в себя операцию так называемой «растяжки», в ходе которой нижний поясной лист приваривают на изогнутую балку с целью устранения сварочных деформаций стенок. После

окончания сварки элементы балки испытывают значительные остаточные напряжения, в отдельных зонах суммирующиеся с напряжениями от действующих нагрузок. Эти напряжения неблагоприятно сказываются на сопротивлении усталости и хладноломкости конструкции [22].

В отечественном краностроении на пролетных балках (рис. 5.10) рельсы устанавливают посередине балки или реже — у ее края.

Отношение пролета балки к высоте  $L/H = 8 \div 25$ .

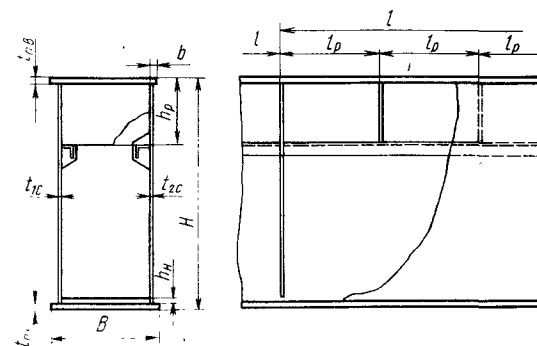
Толщину пояса и стенок назначают с учетом данных в табл. 5.2, но не менее 5 мм.

По условиям устойчивости и для обеспечения прочности иногда верхний пояс выполняют толщиной, превышающей толщину нижнего пояса на 2...4 мм.

Толщину диафрагм и поперечных ребер следует принимать равной 80...85% толщины стенок, но не менее 5 мм. Для кранов группы режима 6К...7К толщину диафрагм, ребер и стенок рекомендуется принимать одинаковой, в особенности при распо-

Рис. 5.10. Коробчатая пролетная балка:

$H = (2,5 \dots 3,5) B$ ;  $h_p = (0,2 \dots 0,3) H$ ;  $t_{1c} = t_{2c}$ ;  $t_{п.в} = t_{п.н}$ ;  $h_n = 10 \dots 20$  мм;  $l = (1,8 \dots 2,2) H$  — длина диафрагм;  $l_p = 0,33 H$  — шаг ребер



ложению рельса не над стенкой балки. В некоторых случаях по условиям местной устойчивости следует соблюдать условие:  $t_{п.в} > t_{п.н}$ , а при расположении рельса у внутренней стенки принимать  $t_{1c} > t_{2c}$ .

Диафрагмы и поперечные ребра приваривают сплошными швами; сплошные швы верхних кромок к поясу должны быть двусторонними.

Продольные ребра жесткости могут быть приварены к коротким ребрам. В некоторых случаях для повышения жесткости стенок продольные ребра предусматривают и в растянутой зоне. Для уменьшения трудоемкости изготовления и снижения металлоемкости применяют листы с гофрами.

Ребра обычно выполняют из угловых профилей или полос; приваривают их (за исключением металлоконструкций кранов группы режима 7К...8К) прерывистыми швами.

В крупных балках находят применение П-образные ребра, которые сле-

дует крепить двумя швами. Эти ребра устойчивы относительно механических воздействий, что позволяет устанавливать их на внешних поверхностях балки. При этом оба шва (для верхнего пояса) или один шов (для стенок) следует выполнять сплошными для предотвращения попадания влаги в полость ребра.

Подтележные рельсы крепят к поясным листам с помощью приваренных косынок («петушков») (рис. 5.11, а).

Для кранов группы режима 6К...7К рекомендуется укладывать рельсы на промежуточные подкладки толщиной, равной толщине пояса. Длина подкладок должна быть достаточной для установки «петушков», а ширина должна составлять 0,4...0,6 длины. Подкладки крепят к поясу поперечными швами и располагают над ребрами и диафрагмами. Для кранов группы режима 8К рельсы крепят с помощью прижимных планок (рис. 5.11, б). Это облегчает замену рельса, а при уста-

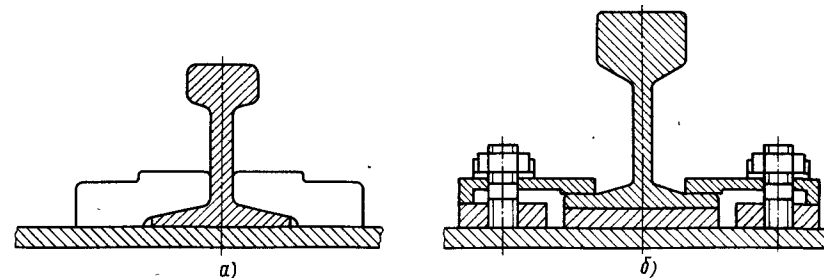


Рис. 5.11. Крепление подтележного рельса:

а — приваренными «петушками»; б — прижимными планками

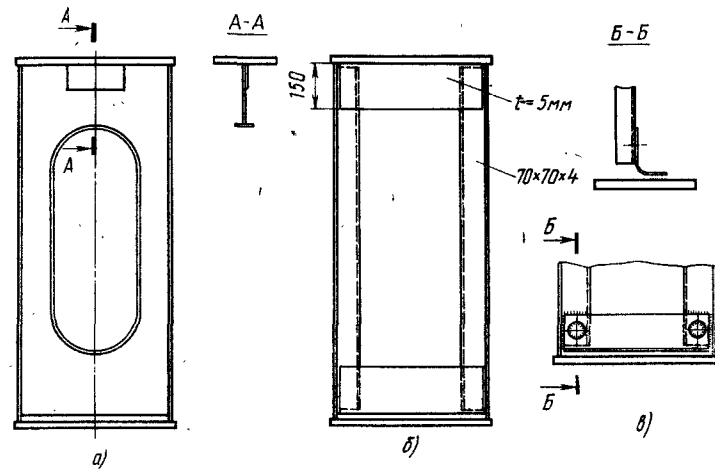


Рис. 5.12. Рамные диафрагмы:

а — из листа с окантованным проемом; б — сварная для балок мостовых кранов грузоподъемностью 10 ... 12,5 т ( $B = 450 + 550$  мм;  $H = 1095 + 1475$  мм); в — поперечина сварной диафрагмы

иовке рельса непосредственно на пояс исключает повреждения последнего, которые возникают при срезе «петушков» в процессе замены изношенных рельсов.

Стыки рельсов должны располагаться над диафрагмами или ребрами.

Для краев группы режима 8К рельсы должны быть соединены сварными стыковыми швами или типовыми болтовыми накладками.

Диафрагмы выполняются из сплошного листа; при  $B > 450 \dots 600$  мм часто применяют рамные диафрагмы.

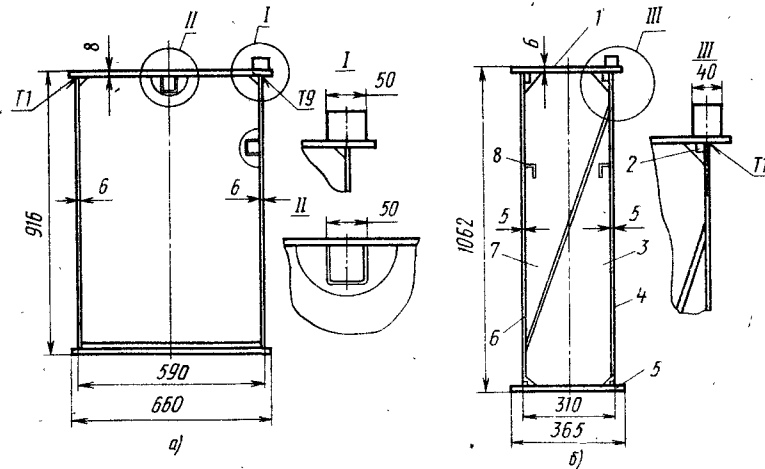


Рис. 5.13. Балки с расположением подтележного рельса над стенкой:  
а — для крана грузоподъемностью 20 т и пролетом 16 м (ГДР); б — для крана грузоподъемностью 12,5 т и пролетом 22,5 м (ВНИИПТмаш)

например, из листов с окантованным проемом (рис. 5.12, а). Более экономичны диафрагмы из гнутых уголков и полос, соединяемых шовной или точечной контактной сваркой (рис. 5.12, б). Однако для краев группы режима более 5К такие диафрагмы не рекомендуются вследствие значительной концентрации напряжений в их углах. Хорошо зарекомендовали себя соединения с кольцевыми швами (рис. 5.12, в).

При типовой технологии изготовления сварное П-образное сечение балки накрывают нижним поясным листом, поэтому нижние кромки диафрагм к поясу не приваривают. В краях группы режима 7К ... 8К верхние кромки ребер и диафрагмы должны быть подогнаны к поясным листам; в некоторых случаях для лучшего восприятия нагрузки от рельса диафрагмы дополнительно усиливают накладками. Диафрагмы должны также обладать необходимой жесткостью.

Ряд зарубежных фирм изготавливают балки с установкой рельса непосредственно над стенкой (рис. 5.13). При этом для кранов группы режима 1К ... 5К подтележные рельсы выполняют из квадрата (ГОСТ 2591—71) со скругленными кромками. Материал балки — углеродистая сталь с содержанием углерода 0,3 ... 0,4 %.

В таких балках обеспечивается некоторое снижение металлоемкости благодаря устранению коротких ребер и включению приваренного рельса в работу сечения.

В показанной на рис. 5.13, а балке верхняя кромка стенки под рельсом

имеет внешний скос; с внутренней стороны соединения предусмотрена подварка корня шва.

При изготовлении балки, показанной на рис. 5.13, б, сначала на пояс приваривают фиксирующие квадраты 2. Затем пояс 1 скрепляют со стенкой 4, а пояс 5 — со стенкой 6. При этом стенки прихватывают к квадратам 2. Устанавливают части 3 и 7 разрезной диафрагмы и ребра жесткости 8. Из двух образовавшихся частей собирают балку и сваривают. В этом случае исключена необходимость проведения сварочных работ в полости балки, что позволяет применить менее металлоемкие балки с относительно большей высотой. Вместе с тем, благодаря наличию разрезной диафрагмы, снижается сопротивление кручению. В данном случае использование разрезной диафрагмы и разрезных продольных ребер 8 допустимо ввиду ограниченной жесткости использования краев (группа режима 3К).

Следует также иметь в виду, что в балках, показанных на рис. 5.13, а, б, рельс должен располагаться точно над стенкой, верхняя кромка которой должна быть строго прямой. В связи с этими требованиями резко увеличивается трудоемкость изготовления конструкции. Кроме того, в балке на рис. 5.13, б дополнительно следует устраивать искривление Г-образных частей.

При расположении рельса над стенкой необходимо также учитывать увеличение действующего на балку крутящего момента.

# ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ НА ПРОЧНОСТЬ И СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

## Глава 6

### 6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Расчет элементов механизмов производят по методу допускаемых напряжений.

Коэффициент запаса прочности учитывает степень ответственности механизма, условия его эксплуатации, свойства и качество материала, полноту и точность учета действующих нагрузок; рекомендации по выбору этого коэффициента приведены в ОСТ 24.190.06—86 «Основные положения расчета крановых механизмов».

Значения этого коэффициента должны соответствовать условию

$$n_{\sigma} = \sigma_{11m} / \sigma \geq [n_{\sigma}];$$

$$n_{\tau} = \tau_{11m} / \tau \geq [n_{\tau}], \quad (6.1)$$

где  $\sigma_{11m}$ ,  $\tau_{11m}$  — предельные напряжения, определяемые характеристиками сопротивления материала разрушению; при расчете на прочность — пределом текучести для пластических материалов, пределом прочности для хрупких материалов (чугуна); при расчете на сопротивление усталости — пределом выносливости, определяемым с учетом асимметрии цикла нагружения, фактических размеров элементов

Группа режима работы механизма передвижения	1М	2М	3М	4М	5М	6М
Класс использования	A1	A2	A3	A4	A5	A6

Для механизмов поворота консольных кранов обычно класс нагружения — В2, класс использования — А3; для механизмов подъема классы нагружения и использования приведены в табл. 6.1.

При расчетах целесообразно обеспечивать ресурсы механизмов исходя из обеспечения ресурса крана. В обоснованных случаях допускается для отдельных элементов принимать меньшие расчетные значения ресурса с уче-

и вида концентратора в опасном сечении; для других видов предельных напряжений (контактные, смятия) рекомендации приведены в гл. 7;  $\sigma$ ,  $\tau$  — расчетные нормальные (касательные) напряжения в элементе; при расчете на прочность — напряжения от действия максимальной нагрузки; при расчете на сопротивление усталости — напряжения от эквивалентной нагрузки.

### 6.2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ МЕХАНИЗМОВ КРАНОВ

Заданные режимы работы механизмов кранов позволяют установить конкретные нормативные показатели нагружения и использования отдельных узлов и элементов крановых механизмов и требуемые коэффициенты запаса прочности материалов.

При отсутствии или недостаточности данных о сочетании класса нагружения и класса использования для механизмов передвижения допускается принимать класс нагружения В3, а класс использования — в зависимости от группы режима работы.

1М	2М	3М	4М	5М	6М
A1	A2	A3	A4	A5	A6

том возможной замены детали при ремонте. При этом значения расчетного ресурса ( $\tau$ ) должны быть не менее указанных в табл. 6.2.

Выбор комплектующих узлов механизмов (редукторов, муфт, тормозов) должен производиться по максимальному и эквивалентному крутящим моментам, гарантируемым заводами-изготовителями этих узлов.

Максимальный крутящий момент  $M_{\max}$  — момент, действующий хотя бы

### 6.1. Классы нагружения и использования механизмов подъема

Показатель механизма	Класс нагружения крана				
	Q0; Q1	Q1	Q2	Q3	Q4
Группа режима	1М	2М	3М	4М; 5М	6М
Класс нагружения	B1	B1	B2	B2; B3	B4
Класс использования	A2	A3	A3	A4, A5	A5

### 6.2. Допускаемые значения расчетного ресурса деталей механизмов кранов

Детали	Группа режима работы механизма					
	1М	2М	3М	4М	5М	6М
Зубчатые колеса, муфты	800	1600	3200	6 300	12 500	25 000
Валы, подшипники механизмов передвижения и поворота	1600	3200	6400	12 500	25 000	25 000
Ходовые колеса	1600	1600	3200	6 300	12 500	12 500

один раз за срок службы узла или элемента. Этот момент должен учитываться при расчете редуктора по максимальной допустимой перегрузке, зубчатых передач на прочность, шпонок и шлицев на смятие, валов на прочность и др.

Эквивалентный крутящий момент

$$M_{\text{эkv}} = k_{\text{д}} M_{\text{пmax}}, \quad (6.2)$$

где  $k_{\text{д}}$  — коэффициент долговечности, зависящий от переменности нагрузки и числа циклов нагружения элемента механизма и кривой усталости; для его определения может быть использован ОСТ 24.190.06—86.

При расчете на прочность деталей и узлов механизмов подъема груза учитываются нагрузки от силы тяжести груза  $G_{\text{гр}}$ , грузовой подвески и грузозахватных устройств  $G_{\text{п}}$ , а также динамические нагрузки, возникающие при работе механизма.

Максимальное натяжение ветви (ветвей) каната, закрепленной на барабане,

$$S_{\text{пmax}} = (1 + k_{\text{дин}}) \frac{Q + G_{\text{п}}}{i\eta}, \quad (6.3)$$

где  $k_{\text{дин}}$  — динамический коэффициент, определяемый согласно ОСТ 24.190.06—86;  $i$  — кратность полиспаста;  $\eta$  — КПД трособлочной системы, включая полиспаст и отклоняющие блоки.

При подвеске груза на двух или более не связанных между собой полиспастах следует учитывать неравномерность распределения усилий в полиспастах.

При расчете механизма подъема грейферных кранов с отдельным приводом следует учитывать нагрузку, равную 60 % суммарной нагрузки от веса грейфера и материала, или нагрузку от веса грейфера без груза (принимается наибольшая нагрузка). Механизмы замыкания рассчитывают на прочность при полной нагрузке.

При расчете механизма подъема магнитных кранов должно учитываться возможное увеличение нагрузки от веса груза в момент отрыва груза со сплошного металлического основания на 90 % у кранов грузоподъемностью 5 т и на 70 % у кранов грузоподъемностью свыше 5 т.

При расчете на прочность деталей и узлов механизмов передвижения максимальная нагрузка (крутящий момент)

$$M_{\max} = k_{\text{дин}} M_{\text{пуск}} \eta_i \tau_i \quad (6.4)$$

где  $k_{\text{дин}}$  — коэффициент динамических перегрузок, определяемый по ОСТ 24.190.06 — 86;  $M_{\text{пуск}}$  — расчетный пусковой момент электродвигателя механизма или тормозной момент механического тормоза (принимается наибольший из них);  $\eta_i$ ,  $\tau_i$  — передаточное число и КПД передачи на участке от двигателя до рассчитываемого элемента.

Расчет на сопротивление усталости деталей и узлов механизмов подъема и передвижения выполняют с учетом эквивалентной нагрузки, определяемой по формуле (6.2).

При определении максимальной вертикальной нагрузки  $Q_{\max}$ , действующей на ходовое колесо крана, учитывают статическую нагрузку от веса крана и груза при наиболее неблагоприятном положении грузовой тележки. Для мостовых кранов учитывают динамические нагрузки, возникающие при перемещении ходовых колес по неровностям рельсовых путей.

Максимальная осевая сила, действующая на ребордные ходовые колеса или боковые ролики для четырехколесных мостовых кранов,

$$A_{\max} = 0,15 (Q_{\text{ном}} + G_{\text{кр}}) \quad (6.5)$$

Для кранов, имеющих число колес более четырех,

$$A_{\max} = 0,05 (Q_{\text{ном}} + G_{\text{кр}}),$$

где  $G_{\text{кр}}$  — вес крана.

Для кранов с безребордными ходовыми колесами осевая сила составляет 30 % от указанных выше значений.

Для козловых кранов осевая сила принимается в соответствии с данными, приведенными в гл. 13.

Эквивалентную вертикальную нагрузку для элементов ходового колеса определяют в соответствии с указаниями ОСТ 24.90.06—86; для ориентировочных расчетов могут быть использованы методы, изложенные в гл. 13.

При расчете деталей опорного узла ходового колеса крана на сопротивление усталости следует учитывать составляющую  $A_{\text{ср}}$  осевой силы от действия средних (эквивалентных) осевых нагрузок.

Для четырехколесных мостовых и консольных кранов

$$A_{\text{ср}} = 0,12 Q_{\text{экрв}} \quad (6.6)$$

при числе колес более четырех

$$A_{\text{ср}} = 0,06 Q_{\text{экрв}} \quad (6.7)$$

Для козловых кранов  $A_{\text{ср}}$  можно принимать равной 25 % от расчетного значения осевой нагрузки и соответствующей максимальной перекосяной нагрузке (см. гл. 13).

При расчете механизмов вращения консольных кранов значения максимального  $M_{\max}$  и эквивалентного  $M_{\text{экрв}}$  крутящих моментов, действующих во всех элементах кинематической цепи механизма:

$$M_{\max} = k_1 M_{\max \text{ дв}} \quad (6.8)$$

$$M_{\text{экрв}} = k_2 M_{\max \text{ дв}} \quad (6.9)$$

где  $M_{\max \text{ дв}}$  — максимальный момент двигателя;  $k_1$ ,  $k_2$  — коэффициенты, учитывающие вид привода.

Для привода с короткозамкнутым двигателем без дополнительного регулирования и двигателем с фазным ротором  $k_1 = 1,5$  и  $1,0$ ;  $k_2 = 0,8$  и  $0,5$ .

## 7.1. РЕДУКТОРЫ И ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В основных механизмах кранов, как правило, используют нормализованные редукторы общемашиностроительного применения или специальные крановые. Значительно реже применяют ненормализованные редукторы и открытые зубчатые передачи. Открытые зубчатые передачи, используемые в сочетании с редукторами, выполняют только тихоходными. В других механизмах кранов (приводы поворота грузозахватных органов, противоугонных захватов, кабельных барабанов и др.) применяют также червячные и конические редукторы и мотор-редукторы.

В современных нормализованных редукторах принята единая система их обозначения. Тип редуктора определяется видами передач, порядком их размещения в направлении от быстроходного вала к тихоходному и положением осей зубчатых колес в пространстве.

Для обозначения передач используют прописные буквы русского алфавита, например, цилиндрическая зубчатая

передача обозначается буквой «Ц». Если однотипных передач больше одной, то цифра за буквой указывает на число таких передач. Наиболее распространенными в одной горизонтальной плоскости. Этот основной тип редукторов специального обозначения не имеет. При расположении валов в одной вертикальной плоскости в обозначение вводится индекс «В». В обозначение, кроме того, входит и главный параметр редуктора, например, для цилиндрического — межосевое расстояние его тихоходной ступени.

Под исполнением редуктора понимают передаточное отношение редуктора, вариант сборки, формы концов валов и климатические условия, для которых предназначен редуктор.

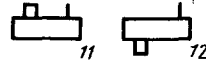


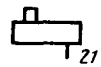


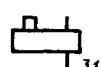


Требования к сборке редуктора регламентирует ГОСТ 20373—80.

В дальнейшем будут рассмотрены только цилиндрические редукторы, как наиболее распространенные в механизмах кранов.

Варианты сборки этих редукторов приведены в табл. 7.1.

Краны, находящиеся в эксплуатации, оснащены нормализованными го-

### 7.1. Варианты сборки редукторов

С концами валов под муфты в с выходным валом в виде части зубчатой муфты, с полым выходным валом	С концами валов под муфты	С полым выходным валом
		
		
		

## 7.2. Редукторы для механизмов кранов

Механизм крана	Редуктор		
	применяемый	применявшийся ранее	
Подъема	Ц2У-250 Ц2У-315Н; Ц3У-250 Ц3У-355Н; Ц2У-400Н РК-450; Ц2У-400Н РК-500; Ц2Н-450 РК-600; Ц2Н-500	РПД-400 РМ-500  РМ-650  РМ-750  РМ-850  РМ-1000	
	Передвижения	Ц2У-160; Ц3вк-125 Ц2У-160; Ц3вк-125; Ц2У-200; Ц3вк-160 Ц2У-200; Ц2У-250; Ц3вк-200 Ц2У-315Н; Ц3У-250 Ц2У-355Н; Ц3У-355Н Ц3вк-125; Ц3вк-160 Ц3вк-100; Ц3вк-125 Ц3вк-200 Ц3вк-200; Ц3вк-250	РЦД-250 РЦД-350 РЦД-400 РМ-500  РМ-650 В-400 ВК-350 ВК-475 ВК-550

ризональными редукторами типа РМ, РЦД, Ц2 и вертикальными редукторами типа В, ВК и ВКУ. Технические характеристики этих редукторов не приводятся, сведения о них содержатся в каталогах и ранее изданной справочной литературе [69].

Рекомендации по применению редукторов при создании кранов и замене редукторов при ремонте кранов, находящихся в эксплуатации, приведены в табл. 7.2.

Редукторы цилиндрические двухступенчатые горизонтальные типа Ц2У.

Эти редукторы изготовляют в вариантах сборки 11 ... 16; 21 ... 26; 31 ... 36 (ГОСТ 20373—80). Для редукторов Ц2У-100 и Ц2У-125 варианты сборки 16; 26; 36, а также сборки с концами валов в виде части зубчатой муфты не выпускаются. Редукторы с вариантами сборки 14 ... 16; 24 ... 26; 31 ... 36 и концом тихоходного вала в виде части зубчатой муфты изготовляют по согласованию с заводом-изготовителем.

Основные параметры редукторов приведены в табл. 7.3.

Редукторы допускают кратковременные перегрузки, возникающие при пусках и остановках двигателя, в 2,2 раза превышающие номинальные, если число циклов нагружения тихоходного вала за время действия этих перегрузок не превысит значения  $10^5$  в течение всего срока службы редуктора.

При работе редукторов типа Ц2У-160, Ц2У-200 и Ц2У-250 в повторно-кратковременном режиме допускается увеличение значения крутящего момента на тихоходном валу по сравнению с указанными в табл. 7.3. Коэффициент увеличения номинального крутящего момента равен 2, если число циклов нагружения тихоходного вала за время действия этих значений крутящих моментов не превысит  $10^6$ . При работе редукторов в режиме реверсирования нагрузки номинальные значения крутящих моментов на тихоходном валу, приведенные в табл. 7.3, должны быть уменьшены на 30 %.

Габаритные и присоединительные размеры редукторов приведены в табл. 7.4.

Размеры выходных концов валов редукторов приведены в табл. 7.5.

Размеры концов тихоходных валов в виде части зубчатой муфты даны в табл. 7.6.

Присоединительные размеры полых валов приведены в табл. 7.7.

Редукторы цилиндрические двухступенчатые горизонтальные с зацеплением Новикова типа Ц2У-Н и Ц2Н. Эти редукторы изготовляют в вариантах сборки 11 ... 15; 21 ... 25; 31 ... 35 (ГОСТ 20373—80).

Основные параметры редукторов приведены в табл. 7.8.

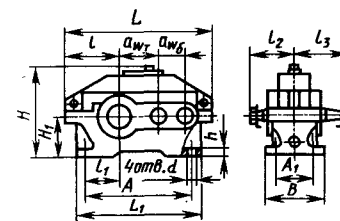
## 7.3. Основные параметры редукторов

Редуктор	Межосевое расстояние, мм		Номинальные передаточные отношения	Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, Н·м	Номинальная радиальная нагрузка на выходном валу, Н		Масса, кг, не более
	тихоходной ступени $a_{шт}$	быстроходной ступени $a_{шб}$			быстроходном	тихоходном	
Ц2У-100	100	80	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	500	250	4 000	35
Ц2У-125	125	80		750	500	5 600	53
Ц2У-160	160	100		1000	1000	8 000	95
Ц2У-200	200	125		2000	2000	11 200	170
Ц2У-250	250	160		4000	3000	16 000	320

Примечания: 1. Для двухконцевого исполнения валов (варианты сборок 13; 23; 31 ... 36) номинальная радиальная нагрузка на каждый из валов должна быть уменьшена на 50 %.

2. Редукторы с передаточными числами 18; 22,4; 28; 35,5 изготовляют и поставляют по согласованию с заводом-изготовителем.

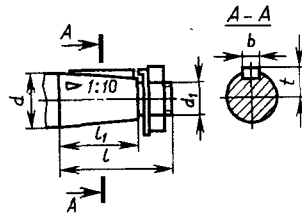
## 7.4. Габаритные и присоединительные размеры редукторов, мм



Редуктор	$a_{шт}$	$a_{шб}$	$L$ , не более	$L_1$	$l$ , не более	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$H$ , не более	$H_1$	$h$ , не более	$A$	$A_1$	$B$ , не более	$d$
Ц2У-125	125	80	450	375	160	106	145	206	272	132	25	335	125	180	19
Ц2У-160	160	100	500	475	200	136	170	224	345	170	28	425	140	212	24
Ц2У-200	200	125	690	580	243	165	212	280	425	212	36	515	105	250	24
Ц2У-250	250	160	825	730	290	212	265	335	530	265	40	670	218	300	28



## 7.5. Размеры выходных концов валов, мм



Редуктор	Вал											
	тихоходный						быстроходный					
	d	d <sub>1</sub>	l	l <sub>1</sub>	b	t	d	d <sub>1</sub>	l	l <sub>1</sub>	b	t
Ц2У-100	35	M20×1,5	80	58	6	18,55	20	M12×1,25	50	36	4	10,6
Ц2У-125	45	M30×2	110	82	12	23,45	25	M16×1,5	60	42	5	13,45
Ц2У-160	55	M36×3	110	82	14	28,05	30	M20×1,5	80	58	5	15,55
Ц2У-200	70	M48×3	140	105	18	36,38	40	M24×2	110	82	10	20,95
Ц2У-250	90	M64×4	170	130	22	46,75						

## 7.6. Размеры концов валов в виде части зубчатой муфты, мм

Редуктор	Зацепление			L	l, не менее	K	B	Номинальный d	d <sub>1</sub>
	m	z	b						
	Ц2У-160	4							
Ц2У-200	5	40	25	177	20	22	50	80±0,03	105
Ц2У-250	6	30	211		25	60		110 <sup>+0,09</sup> <sub>-0,04</sub>	140

Габаритные и присоединительные размеры редукторов даны в табл. 7.9. Размеры выходных цилиндрических концов валов представлены в табл. 7.10. Размеры концов тихоходных валов в виде части зубчатой муфты приведены на эскизах табл. 7.6 и 7.11.

Редукторы цилиндрические трехступенчатые горизонтальные типа ЦЗУ. Основные параметры этих редукторов приведены в табл. 7.12.

Габаритные и присоединительные размеры редукторов приведены в табл. 7.13.

Размеры концов конических входных и выходных валов представлены в табл. 7.14.

Размеры концов выходных валов в виде части зубчатой муфты приведены в табл. 7.15.

Размеры полых выходных валов редукторов ЦЗУ-200 даны на

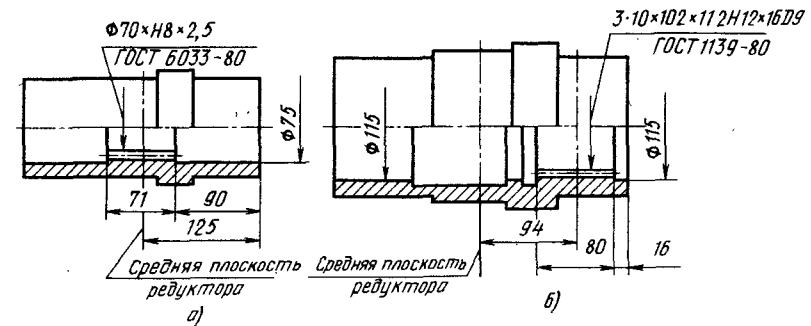


Рис. 7.1. Полые выходные валы редукторов:  
а — ЦЗУ-200; б — ЦЗУ-250

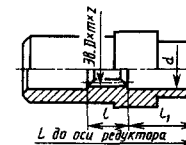
рис. 7.1, а, редукторов ЦЗУ-250 на рис. 7.1, б.

Размеры цилиндрических концов выходных валов редукторов ЦЗУ-250 приведены на рис. 7.2.

Редукторы цилиндрические трехступенчатые горизонтальные типа ЦЗУ-Н. Зубчатые передачи редукторов выполнены с зацеплением Новикова. Редукторы имеют варианты сборки 11 ... 13; 21 ... 23; 31 ... 33 (ГОСТ 20373—80). Редукторы вариантов сборки 11; 12; 21; 22 ... 32 могут быть изготовлены с концом выходного вала в виде части зубчатой муфты.

Основные параметры редукторов приведены в табл. 7.16.

## 7.7. Присоединительные размеры полых валов, мм



Редуктор	D	m	z	L	l	l <sub>1</sub>	d
Ц2У-160	55		20	106	56	78	60
Ц2У-200	70	2,5	26	125	71	90	75
Ц2У-250	80		34	150	80	110	95

Значения допускаемых радиальных консольных нагрузок на концах выходных валов приведены в табл. 7.17. Габаритные и присоединительные размеры редукторов даны в табл. 7.18. Размеры концов выходных валов приведены в табл. 7.19.

Размеры конца выходного вала в виде части зубчатой муфты приведены в табл. 7.20.

Редукторы цилиндрические, двухступенчатые, горизонтальные, специальные, крановые типа РК. Эти редукторы изготавливают в вариантах сборки 11 ... 13; 21 ... 23; 31 ... 33.

Передаточные отношения и допускаемые нагрузки редукторов представлены в табл. 7.21.

Максимальные допустимые консольные нагрузки (кН) на выходные концы быстроходного вала ( $P_6 \text{ max}$ ), тихоходного вала ( $P_7 \text{ max}$ ) и тихоходного вала

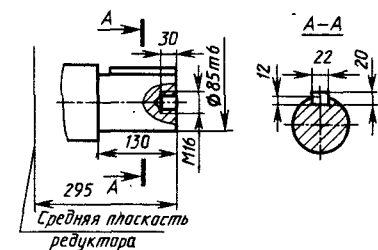


Рис. 7.2. Цилиндрические концы выходных валов редукторов ЦЗУ-250

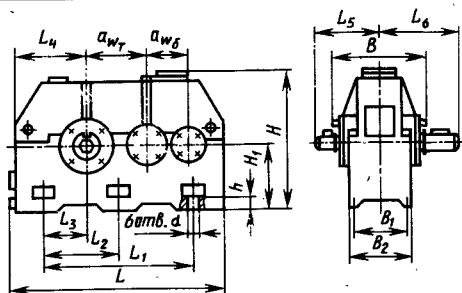


7.8. Основные параметры редукторов

Редуктор	Межосевое расстояние, мм		Номинальные передаточные отношения	Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, Н·м		Номинальная радиальная консольная нагрузка (Н) в середине конца выходного вала			Масса, кг
	тихоходной ступени $a_{вт}$	быстроходной ступени $a_{вб}$		нагрузка		быстроходного		тихоходного	
				неверсальная	реверсальная	Передаточные отношения			
				8—20	25—50			8—50	
Ц2У-315Н	315	200	8;	8600	6600	4000/2000	2000/1000	22400/11200	520
Ц2У-355Н	355	225	10;	11700	9100	5000/2500	2500/1250	28000/14000	700
Ц2У-400Н	400	250	12,5;	16400	12700	7100/3150	3150/1600	31500/16000	940
Ц2Н-450	450	280	16;	32800	25300	10000/5000		60000/30000	1530
Ц2Н-500	500	315	20;	42200	32600	12500/6300		80000/40000	2100
			11,5;						
			40;						
			50						

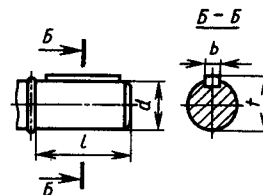
Примечание. Значения номинальной радиальной нагрузки на быстроходном валу приведены для схем сборки 11 ... 15; 21 ... 25 (числитель) и 31 ... 35 (знаменатель); на тихоходном валу для схем сборки 11, 12, 21, 22, 31, 32 (числитель) и 13, 23, 33 (знаменатель).

7.9. Габаритные и присоединительные размеры редукторов, мм



Редуктор	$a_{вт}$	$a_{вб}$	L	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$	$L_6$	B	$B_1$	$B_2$	H	$H_1$	h	d
Ц2У-315Н	115	200	1040	740	370	215	365	300	420	395	260	340	685	335	35	28
Ц2У-355Н	355	295	1170	850	125	250	405	320	440	435	280	370	740	375	35	28
Ц2У-400Н	400	250	1300	950	475	280	455	380	500	475	330	420	835	425	42	35
Ц2Н-450	450	280	1475	1060	530	310	510	500	650	630	515	590	955	475	50	35
Ц2Н-500	500	315	1660	1220	615	360	575	530	690	700	580	650	1030	530	60	42

7.10. Размеры выходных цилиндрических концов валов, мм



Редуктор	Быстроходный вал				Тихоходный вал			
	номинальный d	l	b	t	номинальный d	l	b	t
Ц2У-315Н	$50^{+0,035}_{-0,015}$	110	14	53,5	$110^{+0,035}_{-0,015}$	210	28	116
Ц2У-355Н	$55^{+0,030}_{-0,011}$		16	59	$125^{+0,040}_{-0,015}$		32	134
Ц2У-400Н	$60^{+0,030}_{-0,011}$	140	18	64	$140^{+0,040}_{-0,015}$	250	36	148
Ц2Н-450	$80^{+0,030}_{-0,011}$	170	22	85	$160^{+0,040}_{-0,015}$	300	40	169
Ц2Н-500	$90^{+0,035}_{-0,013}$		25	95	$180^{+0,040}_{-0,015}$		45	190

7.11. Размеры концов тихоходных валов в виде части зубчатой муфты, мм

Редуктор	Зацепление			$L_1$	l, не менее	K	B	номинальный d	$d_1$	
	m	z	b							
Ц2У-315Н	6	40	30	250	20	25	60	$110^{+0,040}_{-0,015}$	140	
Ц2У-355Н	7		35	280		30	65		140	
Ц2У-400Н	8		40	40		300	35	65	$150^{+0,050}_{-0,105}$	215
Ц2Н-450	10		50	40		400	40	70	$160^{+0,050}_{-0,105}$	200
Ц2Н-500		430			230					

## 7.12. Основные параметры редукторов типа ИЦЗУ

Параметр	ИЦЗУ-160	ИЦЗУ-200	ИЦЗУ-250
Номинальные передаточные отношения	31,5; 40; 45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160; 200		
Номинальный крутящий момент на выходном валу при длительной работе, Н·м	1250	2 500	5 000
Допускаемый крутящий момент (Н·м) на выходном валу при работе редуктора в повторно-кратковременных режимах (ГОСТ 25835—83)			
5М	1550	3 125	6 250
4М	2000	4 000	8 000
3М	2500	5 000	10 000
Номинальная радиальная консольная нагрузка на валу, Н:			
$F_{вх}$ (на входном)	630	1 250	2 240
$F_{вых}$ (на выходном)	9000	12 500	18 000
Масса, кг	110	190	335

Примечания: 1. У редуктора ИЦЗУ-250 с цилиндрическим концом выходного вала допускаемый крутящий момент на выходном валу при длительной работе составляет 3150 Н·м, допускаемая радиальная нагрузка на выходном валу 14 000 Н.

2. Редуктор ИЦЗУ-160 с полым выходным валом не изготавливается.

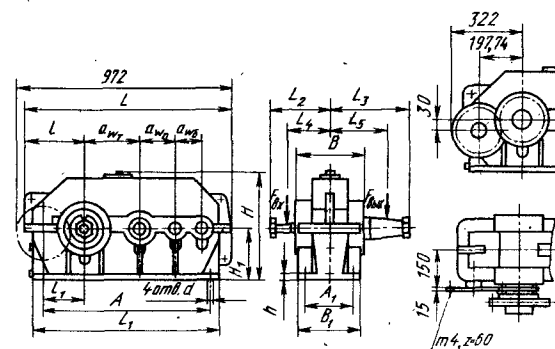
3. Редуктор ИЦЗУ-200 с полым выходным валом выполнен с вариантами сборки 16; 26; 36.

4. Редуктор ИЦЗУ-250 с полым выходным валом выполнен с вариантами сборки 11, 12, 21, 22, 31, 32 с цилиндрическим выходным валом с вариантами сборки 11 ... 13; 21 ... 23; 31 ... 33.

5. Допускаемая радиальная нагрузка на выходном валу вариантов сборки 13; 23; 31 ... 33,36 должна быть уменьшена на 50 %.

6. При работе редукторов в реверсивном режиме номинальные крутящие моменты на выходном валу, указанные в таблице, должны быть снижены на 30 %.

## 7.13. Габаритные и присоединительные размеры редукторов, мм

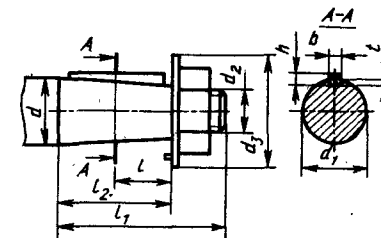


Редуктор	Межосевые расстояния			$L_1$ , не более	$L_{11}$ , не более	$l$	$l_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$
	$a_{вт}$	$a_{шп}$	$a_{шб}$							
ИЦЗУ-160	160	100	80	630	530	198	136	160	224	128
ИЦЗУ-200	200	125	100	775	650	236	165	190	280	150
ИЦЗУ-250	250	160	125	950	825	290	212	236	335	185

Редуктор	$L_5$	$H_1$ , не более	$H_1$	$B$	$B_1$	$A$	$A_1$	$h$ , не более	$d$
ИЦЗУ-160	155	345	170	206	195	475	140	32	24
ИЦЗУ-200	190	425	212	243	230	580	165	36	24
ИЦЗУ-250	230	530	265	290	280	750	218	36	28

## 7.14. Размеры концов конических входных и выходных валов, мм

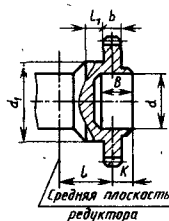


Редуктор	Вал	$d$	$d_1$	$d_2$	$d_3$ , не более	$l_1$	$l_2$	$b$	$h$	$t$
ИЦЗУ-160	Входной	20	18,2	M12×1,25	40	50	36	4	4	2,5
ИЦЗУ-200		25	22,9	M16×1,5	45	60	42	5	5	3
ИЦЗУ-250		30	27,1	M20×1,5	50	80	58	5	5	3

Продолжение табл. 7.14

Редуктор	Вал	$d$	$d_1$	$d_2$	$d_3$ , не более	$l_1$	$l_2$	$b$	$h$	$t$
ЦЗУ-160	Выходной	55	50,90	M36×3	88	110	82	14	9	5,5
ЦЗУ-200		70	64,75	M48×3	100	140	105	18	11	7,0
ЦЗУ-250		90	83,50	M64×4	130	170	130	22	14	9,0

## 7.15. Размеры концов выходных валов в виде части зубчатой муфты, мм



Редуктор	$m$	$z$	$b$	$l$	$l_1$ , не менее	$K$	$B$	$d$ (предельные отклонения по 19)	$d_1$ (предельные отклонения по 19)
ЦЗУ-160	4	40	20	48	20	19	38	72	95
ЦЗУ-200	5	40	25	55	20	22	50	80	105
ЦЗУ-250	4	56	35	63	16	31	50	120	170

в виде части зубчатой муфты ( $P_{M \max}$ ) даны в табл. 7.22.

Габаритные и присоединительные размеры редукторов приведены в табл. 7.23.

Размеры концов быстроходных валов представлены в табл. 7.24, а тихоходных валов — в табл. 7.25.

Размеры концов тихоходных валов в виде части зубчатой муфты приведены в табл. 7.26.

Редукторы цилиндрические, трехступенчатые, вертикальные специальные, крановые типа ЦЗвк и ЦЗвкФ (фланцевые). Варианты сборки этих редукторов показаны в табл. 7.27.

В верхней части корпуса редукторы снабжены приливами с отверстием  $D_B$  для присоединения элементов крепления редуктора от поворота под дей-

ствием реактивного момента и с двумя отверстиями M16 на корпусе для крепления кронштейна тормоза (см. эскизы табл. 7.30 и 7.31).

Номинальные крутящие моменты на тихоходном валу редуктора и мощности на быстроходном валу при различных передаточных отношениях приведены в табл. 7.28 и 7.29.

Редукторы допускают кратковременные перегрузки при превышении номинальных моментов, приведенных в табл. 7.28, если общее время действия этих нагрузок не превышает 250 ч. Коэффициент перегрузки  $k_{пер}$ , характеризующий максимально допустимую перегрузочную способность редукторов, для редукторов до ЦЗвк-160 включительно равен 2,8, для редукторов больших размеров  $k_{пер} = 2,5$ .

## 7.16. Основные параметры редукторов

Параметр	Редуктор		
	ЦЗУ-315Н	ЦЗУ-355Н	ЦЗУ-400Н
Межосевое расстояние, мм:			
I ступени	125	140	160
II ступени	200	225	250
III ступени	315	355	400
Номинальные передаточные отношения	50; 63; 80; 100; 126; 160; 200		
Номинальный крутящий момент на выходном валу при длительной работе, Н·м	8 700	11 200	16 600
Допускаемый крутящий момент на выходном валу при работе редуктора в повторно-кратковременных режимах (ГОСТ 25835—83), Н·м:			
5М	9 200	12 500	18 300
4М	9 600	12 500	18 000
3М	10 900	14 000	2 000
Масса, кг	580	750	960

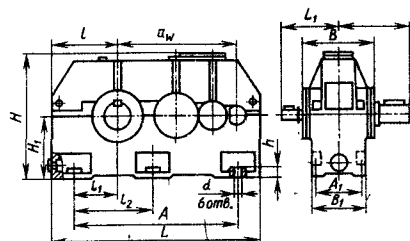
Примечание. При работе редукторов в режиме реверсирования нагрузки значения крутящих моментов на тихоходном валу редуктора должны быть снижены на 30%.

## 7.17. Значения допускаемых радиальных нагрузок, Н

Редуктор	$F_{r6}$	$F_{rT}$	$F_{rH}$
ЦЗУ-315Н	2000 ... 3000	31 500 ... 40 000	45 000 ... 53 000
ЦЗУ-355Н	2500 ... 4000	40 000 ... 50 000	50 000 ... 63 000
ЦЗУ-400Н	3150 ... 4500	50 000 ... 63 000	63 000 ... 90 000

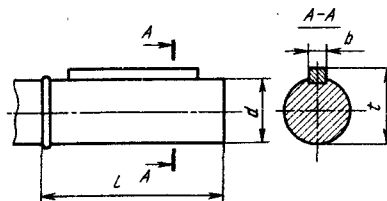
Примечание.  $F_{r6}$ ,  $F_{rT}$ ,  $F_{rH}$  — допускаемые радиальные консольные нагрузки соответственно на входном и выходном валах в виде части зубчатой муфты. Для двухконцевых исполнений валов (варианты сборки 13; 23; 31 ... 33) значения радиальных нагрузок должны быть уменьшены в 2 раза.

## 7.18. Габаритные и присоединительные размеры редукторов, мм



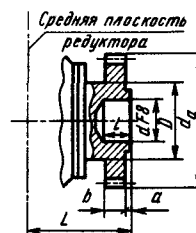
Редуктор	$a_w$	$L$	$L_1$	$L_2$	$l$	$l_1$	$l_2$	$H$	$H_1$	$h$	$A$	$A_1$	$B$	$B_1$	$d$
ЦЗУ-315Н	640	1130	270	420	350	215	415	685	335	35	830	260	395	340	28
ЦЗУ-355Н	720	1255	290	440	400	250	475	740	375	35	950	280	435	355	28
ЦЗУ-400Н	810	1410	340	500	450	280	535	835	425	42	1070	330	475	420	35

## 7.19. Размеры концов выходных валов, мм



Редуктор	Вал							
	входной				выходной			
	$d$	$l$	$b$	$t$	$d$	$l$	$b$	$t$
ЦЗУ-315Н	30к6	80	8	33	110т6	210	28	116
ЦЗУ-355Н	35к6	80	10	38	126т6	210	32	132
ЦЗУ-400Н	40к6	110	12	43	140т6	250	36	148

## 7.20. Размеры конца выходного вала в виде части зубчатой муфты, мм



Редуктор	Модуль, мм	Число зубьев	Размеры, мм	
			$a$	$b$
ЦЗУ-315Н	6/4	40/56	10/14,5	30/35
ЦЗУ-355Н	7/6	40/56	12,5/12	35/40
ЦЗУ-400Н	8/6	40/56	15/12	40/40

Примечания: 1. В числителе и знаменателе приведены размеры для части зубчатой муфты соответственно исполнения 1 и 2.

2. Исходный контур — ГОСТ 13755—81; степень точности — ГОСТ 1643—81.

## 7.21. Основные параметры редукторов типа РК

Параметр	Номинальное передаточное отношение								
	8	10,0	12,5	16,0	20,0	22,4	31,5	40,0	50,0

## Редуктор РК-450

Частота вращения 600 мин<sup>-1</sup>

Допускаемый крутящий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м, при режиме работы (ГОСТ 25835—83):

2М	24 550	28 290	32 560	37 600	39 220	39 230	41 970	43 710	47 900
3М	18 080	19 310	21 520	23 000	23 350	23 480	24 040	23 050	23 960
4М	15 690	16 770	18 710	20 120	20 360	20 450	20 750	20 060	20 950
5М	13 290	14 230	15 900	17 000	17 360	17 430	17 690	17 070	17 590

Частота вращения 750 мин<sup>-1</sup>

2М	22 510	25 750	29 940	34 880	38 080	38 360	41 500	43 120	44 910
3М	16 100	17 600	19 010	20 500	22 750	22 530	22 630	22 750	23 950
4М	13 990	15 320	16 460	17 820	19 880	19 580	19 620	19 640	20 660
5М	11 870	13 060	14 070	15 140	16 770	16 630	16 790	16 770	17 670

Частота вращения 1000 мин<sup>-1</sup>

2М	—	22 455	26 390	30 900	36 830	36 820	39 890	41 720	44 000
3М	—	15 088	16 730	17 530	19 400	19 510	20 370	22 300	22 910
4М	—	—	14 600	15 240	16 880	17 100	17 830	19 420	19 760
5М	—	—	12 350	12 930	14 370	14 490	15 000	16 540	16 620

Продолжение табл. 7.21

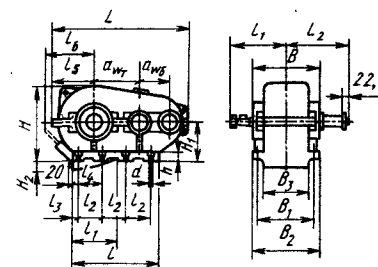
Параметр	Номинальное передаточное отношение									
	8	10,0	12,5	16,0	20,0	22,4	31,5	40,0	50,0	
<b>Редуктор РК-500</b>										
<i>Частота вращения 600 мин<sup>-1</sup></i>										
Допускаемый крутящий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м, при режиме работы (ГОСТ 25835—83):	2М	50 300	50 890	53 330	56 290	57 180	56 670	58 470	61 680	63 620
	3М	28 980	30 230	32 190	34 490	32 330	31 520	34 420	31 740	32 930
	4М	25 140	26 350	28 070	29 940	28 150	27 500	29 710	27 550	28 810
	5М	21 320	22 310	23 760	25 390	23 960	23 130	25 470	23 380	24 330
	<i>Частота вращения 750 мин<sup>-1</sup></i>									
2М	47 420	49 700	52 400	55 560	56 290	56 330	59 220	60 830	63 470	
3М	25 290	28 260	29 940	33 320	31 370	31 120	33 200	31 620	32 930	
4М	22 030	24 550	26 050	28 930	27 300	27 100	29 050	27 300	28 470	
5М	18 680	20 840	22 150	23 000	23 230	23 070	24 530	23 230	24 250	
<i>Частота вращения 1000 мин<sup>-1</sup></i>										
2М	—	—	50 520	53 170	54 790	54 320	58 000	60 000	62 870	
3М	—	—	26 500	27 730	29 100	29 770	32 540	30 890	32 790	
4М	—	—	23 010	24 140	25 550	25 960	28 290	26 950	28 290	
5М	—	—	19 530	20 550	21 330	22 130	24 040	23 000	24 250	

**Редуктор РК-600***Частота вращения 600 мин<sup>-1</sup>*

Допускаемый крутящий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м, при режиме работы (ГОСТ 25835—83):	2М	50 890	55 390	68 300	79 040	88 320	88 860	94 300	93 410	99 540
	3М	42 520	45 660	50 520	53 890	55 390	55 660	57 060	54 490	56 130
	4М	37 120	39 670	43 970	47 420	48 200	48 290	49 980	47 300	48 650
	5М	31 140	33 680	37 430	40 240	41 020	40 910	41 970	40 110	41 920
	<i>Частота вращения 750 мин<sup>-1</sup></i>									
2М	—	50 890	62 870	72 810	85 020	87 180	94 300	92 930	97 500	
3М	—	41 920	45 660	48 860	53 890	52 580	54 320	53 650	56 290	
4М	—	36 520	38 920	42 150	46 940	45 870	46 770	46 940	49 100	
5М	—	31 140	32 930	36 020	39 760	38 900	39 610	39 760	41 320	
<i>Частота вращения 1000 мин<sup>-1</sup></i>										
2М	—	—	—	64 670	76 340	81 480	89 120	89 820	94 300	
3М	—	—	—	41 670	45 800	47 280	48 100	52 450	52 540	
4М	—	—	—	35 920	39 520	41 240	41 870	45 630	46 710	
5М	—	—	—	30 900	33 780	34 810	35 650	39 000	39 520	

**7.22. Максимально допустимые консольные нагрузки на выходные концы валов редукторов типа РК, кН**

Редуктор	$P_{\text{бmax}}$			$P_{\text{тmax}}$			$P_{\text{мmax}}$		
	$P_{\text{бmax}}$	$P_{\text{тmax}}$	$P_{\text{мmax}}$	$P_{\text{бmax}}$	$P_{\text{тmax}}$	$P_{\text{мmax}}$	$P_{\text{бmax}}$	$P_{\text{тmax}}$	$P_{\text{мmax}}$
<i>Частота вращения 600 мин<sup>-1</sup></i>									
РК-450	6,6	103,0	111,1	13,7	147,1	160	12,8	172,7	195,2
<i>Частота вращения 750 мин<sup>-1</sup></i>									
РК-500	6,2	95,6	103,0	12,8	134,4	149,3	11,8	160,9	180,8
<i>Частота вращения 1000 мин<sup>-1</sup></i>									
РК-600	5,4	86,8	94,3	11,3	121,6	135,2	10,3	147,2	165,0

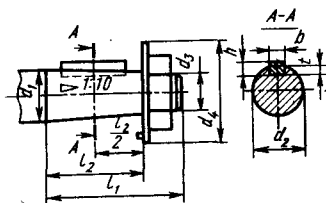
**7.23. Габаритные и присоединительные размеры редукторов типа РК, мм**

Редуктор	Межосевые расстояния		$L$ не более	$L_1$	$L_2$	$l_1$ не более	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$
	$a_{\text{шб}}$	$a_{\text{шт}}$								
РК-450	300	450	1500	450	475	1030	620	275	100	230
РК-500	350	500	1640	510	550	1120	610	300	120	205
РК-600	400	600	1900	550	595,5	1360	870	350	200	250

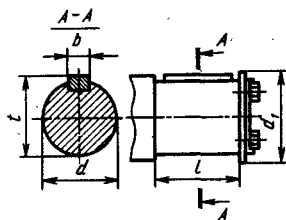
Редуктор	$l_6$	$l_6$	$B_1$ не более	$B_1$	$B_2$ не более	$B_2$	$H$	$H_1$	$H_2$	$b$	$d$	Масса, кг
РК-450	491	525	510	450	510	356	743	320	130	35	25	1030
РК-500	546	530	580	520	580	408	875	400	105	35	32	1230
РК-600	630	645	660	590	660	472	965	400	200	40	32	2130

7.24. Размеры концов быстроходных валов редукторов типа РК, мм



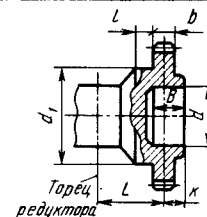
Редуктор	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$ , не более	$l_1$	$l_2$	$b$	$h$	$t$
РК-450	60	54,70	M42×8	91	140	105	16	10	0
РК-500	90	83,50	M64×4	130	170	130	22	14	0
РК-600	90	83,50	M64×4	130	170	130	22	14	0

7.25. Размеры тихоходных валов, мм



Редуктор	$d$	$d_1$	$b$	$l$	$t$
РК-450	$110^{+0.035}_{-0.013}$	130	28	165	120
РК-500	130m6	150	32	200	141
РК-600	150m6	170	36	200	162

7.26. Размеры тихоходных валов в виде части зубчатой муфты, мм



Редуктор	Зацепление			$L$ , не менее	$l$	$K$	$B$	$d$ (предельные отклонения по F7)	$d_1$ (предельные отклонения по F8)
	$m$	$z$	$b$						
РК-450	6	36	40	75	16	32	68	170	260
РК-500	8	54	50	73	22	40	78	190	260
РК-600	10	48	60	70	16	50	85	200	280
	8	54	50		22	40	78	190	260

7.27. Варианты сборки редукторов

Редуктор	Вариант сборки			
ЦЗвк				

7.28. Номинальные крутящие моменты (Н·м) на тихоходном валу редукторов ЦЗвк и ЦЗвкФ при различных передаточных отношениях

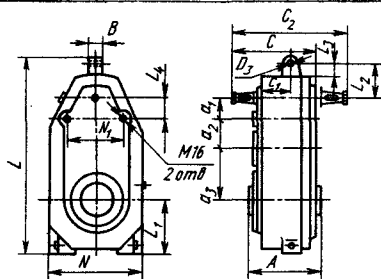
Редуктор	Передаточное отношение										
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100
ЦЗвк-100	250										
ЦЗвкФ-100											
ЦЗвк-125	500										
ЦЗвкФ-125											
ЦЗвк-160	1000										
ЦЗвкФ-160											
ЦЗвк-200	2000										
ЦЗвкФ-200											
ЦЗвк-250		4000									
ЦЗвкФ-250											

Примечание. Номинальный момент на тихоходном валу — постоянный, при действии которого редуктор обрабатывает заданный ресурс 25 000 ч при частоте вращения быстроходного вала  $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$  и 15 000 ч при  $n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$ .

## 7.29. Номинальные мощности на быстроходном валу редукторов типа ЦЗвк и ЦЗвкФ

Редуктор	Мощность на быстроходном валу, кВт										
	Передаточное отношение										
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100
ЦЗвк-100	2,61	2,09	1,63	1,3	1,04	0,83	0,65	—	—	—	—
ЦЗвкФ-100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЦЗвк-125	5,23	4,18	3,27	2,61	2,09	1,66	1,3	1,04	—	—	—
ЦЗвкФ-125	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЦЗвк-160	10,46	8,37	6,54	5,23	4,18	3,32	2,61	2,09	1,66	1,3	—
ЦЗвкФ-160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЦЗвк-200	20,09	16,74	13,08	10,46	8,37	6,64	5,23	4,18	3,32	2,61	2,06
ЦЗвкФ-200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЦЗвк-250	—	33,48	26,16	20,93	16,74	13,28	10,46	8,37	6,64	5,23	4,18
ЦЗвкФ-250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

## 7.30. Габаритные и присоединительные размеры редукторов типа ЦЗвк, мм



Редуктор	$a_1$	$a_2$	$a_3$	A	B	C	$C_1$	$C_2$	$D_1$	L
ЦЗвк-100	80	100	100	174	40	231	85	297	18	582
ЦЗвк-125	80	125	125	204	40	263	92	326	18	607
ЦЗвк-160	100	160	160	236	50	293	111	356	22	748
ЦЗвк-200	125	160	200	240	60	315	108	402	26	848
ЦЗвк-250	160	200	250	282	80	360	126	457	30	1023

Редуктор	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	N	$N_1$	Масса, кг
ЦЗвк-100	115	113	23	170	200	135	45
ЦЗвк-125	137	113	23	185	244	180	73
ЦЗвк-160	168	138	28	215	304	220	109
ЦЗвк-200	210	123	32,5	100	390	200	186
ЦЗвк-250	248	154	38	163	470	200	288

Габаритные и присоединительные размеры редукторов типа ЦЗвк приведены в табл. 7.30.

Габаритные и присоединительные размеры редукторов ЦЗвкФ даны в табл. 7.31.

Размеры конических концов быстроходных валов представлены в табл. 7.32.

Размеры концов быстроходных валов с частью зубчатой муфты приведены в табл. 7.33.

Размеры тихоходных валов даны в табл. 7.34.

**Трехступенчатый цилиндрический вертикальный редуктор А-400.** Этот редуктор применяют в механизмах передвижения опорных однобалочных кранов грузоподъемностью 1... 5 т, а также некоторых козловых и полукозловых кранов малой грузоподъемности. Редуктор имеет полый тихоходный вал для соединения с цилиндрическим концом вала ходового колеса; крутящий момент передается шпоночным соединением. Корпус редуктора снабжен приливами для упорных болтов, установленных в двух кронштейнах концевых балок крана и удерживающих редуктор от поворота. Габаритные и присоединительные размеры редуктора приведены на рис. 7.3, техническая характеристика — в табл. 7.35.

Наибольшая подводимая мощность при группе режима работы и частоте вращения быстроходного вала 1500 мин<sup>-1</sup> составляет 1,7 кВт.

Кроме рассмотренных типов редукторов, в механизмах кранов применяют другие конструктивные исполнения редукторов. Так, обычные цилиндрические двух- и трехступенчатые редукторы механизма подъема могут не иметь нижних опорных фланцев для фундаментных болтов. В этом случае редуктор опирается обработанными по наружному диаметру бобышками тихоходного вала на две вертикальные разъемные буксы, установленные на раме грузовой тележки. От поворота под действием реактивного момента редуктор удерживается тягой, один конец которой закреплен на раме грузовой тележки, а другой в проушине на корпусе редуктора со стороны быстроходного вала.

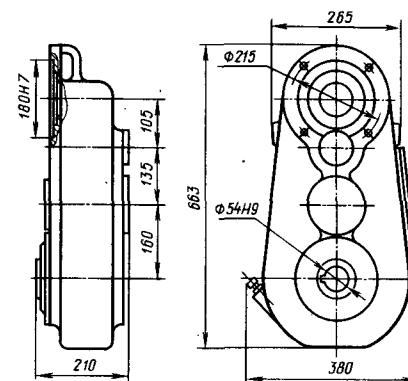


Рис. 7.3. Габаритные и присоединительные размеры редуктора А-400

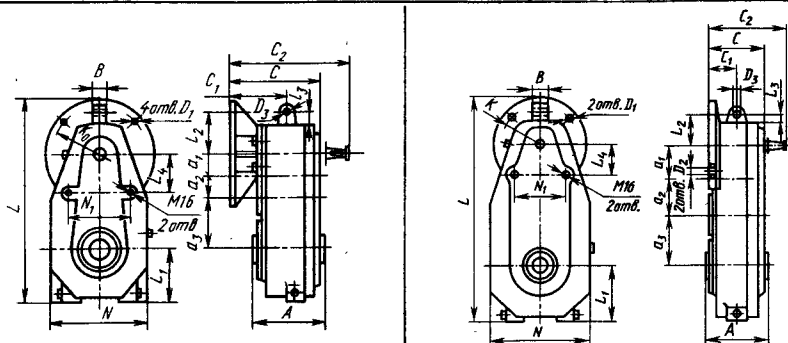
В механизмах подъема используют цилиндрические редукторы с полым тихоходным валом. Такие редукторы закреплены на конце вала грузовой барабана, установленного на двух опорах.

В механизмах передвижения кранов при неинтенсивной эксплуатации [режим работы 2М, 3М (ГОСТ 25835—83)] применяют соосные трехступенчатые мотор-редукторы, присоединенные непосредственно к концевой балке или буксам ходового колеса, например, краны фирмы «Демаг» (ФРГ). В этих мотор-редукторах шестерня быстроходной передачи находится на валу фланцевого электродвигателя, а зубчатое колесо тихоходной ступени — на конце вала ходового колеса.

Другой вариант мотор-редуктора механизма передвижения представляет собой одно- или двухступенчатый цилиндрический редуктор, тихоходный вал которого имеет с наружной стороны консольную шестерню, которая входит в зацепление с зубчатым венцом ходового колеса крана. Значительно реже в кранах используют планетарные редукторы и мотор-редукторы.

**Выбор редуктора.** В соответствии с РТМ 2-056—80 («Редукторы общего назначения. Методика выбора редукторов и мотор-редукторов») сначала определяют вид передач, их взаимное расположение, расположение валов в

7.31. Габаритные и присоединительные размеры редукторов типа ЦЗвкФ, мм



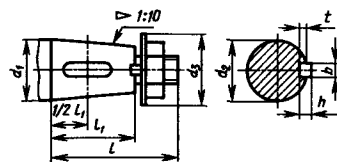
ЦЗвкФ-100, ЦЗвкФ-125; ЦЗвкФ-160

ЦЗвкФ-200; ЦЗвкФ-250

Редуктор	$a_1$	$a_2$	$a_3$	A	B	C	$C_1$	$C_2$	$D_1$	$D_2$	$D_3$
ЦЗвкФ-100	80	100	100	174	40	260	183	326	14	—	18
ЦЗвкФ-125	80	125	125	204	40	290	190	353	14	—	18
ЦЗвкФ-160	100	160	160	236	50	315	234	408	18	—	22
ЦЗвкФ-200	125	160	200	240	60	237	120	327	18	M16	26
ЦЗвкФ-250	160	200	250	286	80	278	140	375	18	M16	30

Редуктор	K	L	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	N	$N_1$	Масса, кг
ЦЗвкФ-100	265	545	115	113	23	170	200	135	53
ЦЗвкФ-125	265	617	137	113	23	185	244	180	80
ЦЗвкФ-160	300	756	168	138	28	215	304	220	125
ЦЗвкФ-200	300	860	210	123	32,5	100	390	200	188
ЦЗвкФ-250	300	1023	248	154	38	163	470	200	290

7.32. Размеры конических ковцов быстроходных валов, мм

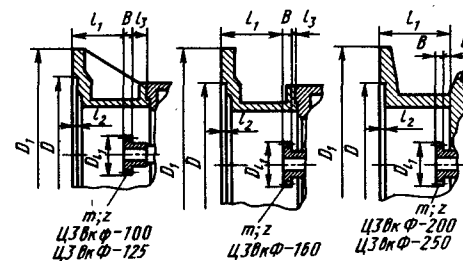


Редуктор	$d_1$	$d_2$	$d_3$	l	$l_1$	b	h	t
ЦЗвк-100 ЦЗвкФ-100	25	22,9	36	60	42	5	5	3

Продолжение табл. 7.32

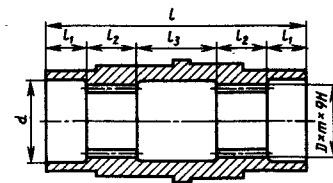
Редуктор	$d_1$	$d_2$	$d_3$	l	$l_1$	b	h	t
ЦЗвк-125 ЦЗвкФ-125	25	22,9	36	60	42	5	5	3
ЦЗвк-160 ЦЗвкФ-160	28	25,9	36	60	42	5	5	5
ЦЗвк-200 ЦЗвкФ-200	35	32,1	42	80	58	6	6	3,5
ЦЗвк-250 ЦЗвкФ-250	38	35,1	50	80	58	6	6	3,5

7.33. Размеры концов быстроходных валов с частью зубчатой муфты, мм



Редуктор	m	z	$D_{I1}$	D	$D_1$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	B
ЦЗвкФ-100	2,5	20	55	230H7	300	67	5	19	12
ЦЗвкФ-125	2,5	20	55	230H7	300	67	5	19	12
ЦЗвкФ-160	2,5	30	80	250H7	330	100	6	11	12
ЦЗвкФ-200	2,5	30	80	250H8	330	99	6	6	12
ЦЗвкФ-250	2,5	38	100	250H8	330	90	6	15	15

7.34. Размеры тихоходных валов, мм



Редуктор	l	$l_1$	$l_2$	$l_3$	d	$D \times m \times 9H$ (ГОСТ 6033-80)
ЦЗвк-100 ЦЗвкФ-100	174	25	35	54	50	45×2×9H



Продолжение табл. 7.34

Редуктор	$l$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$d$	$D \times m \times 9H$ (ГОСТ 6033—80)
ЦЗвк-125 ЦЗвкФ-125	204	25	38	78	55	50×2×9H
ЦЗвк-160 ЦЗвкФ-160	236	37	42	78	70	65×2×9H
ЦЗвк-200 ЦЗвкФ-200	240	44	60	32	85	80×2,5×9H
ЦЗвк-250 ЦЗвкФ-250	286	43	70	60	105	100×2,5×9H

## 7.35. Техническая характеристика редуктора А-400

Параметр	Исполнения 1			Исполнения 2		
	Ступень зубчатой передачи					
	быстроходная	промежуточная	тихоходная	быстроходная	промежуточная	тихоходная
Степень точности	8 (ГОСТ 1643—81)					
Модуль нормальный, мм	2	3	4	2	3	4
Передаточное отношение	1,97	3,74	3,44	2,85	3,74	3,44
Общее передаточное отношение	25,37			36,71		

пространстве, требуемое межосевое расстояние и передаточные отношения, а затем конкретный типоразмер редуктора с учетом его нагрузочной способности.

Для редукторов типа ЦЗУ, ЦЗУ-Н, ЦЗУ и ЦЗУ-Н параметры выбираемого редуктора должны удовлетворять следующим условиям:

$$M_{\text{ном}} \geq M_{\text{эвк}}; M_{\text{ном}} k_{\text{п}} \geq M_{\text{тах}};$$

$$M_{\text{ном}} \geq F_{\text{эвк}}; F_{\text{т ном}} k_{\text{п}} \geq F_{\text{т тах}};$$

$$F_{\text{б ном}} \geq F_{\text{б эвк}}; F_{\text{б ном}} k_{\text{п}} \geq F_{\text{б тах}},$$

где  $M_{\text{ном}}$  — номинальный крутящий момент на тихоходном валу редуктора

для продолжительной работы при постоянной нагрузке;  $M_{\text{эвк}}$  — эквивалентный постоянный крутящий момент на тихоходном валу, разрушающее действие которого равно действию реального переменного момента;  $k_{\text{п}}$  — коэффициент увеличения номинального крутящего момента; для редукторов с эвольвентным зацеплением зубчатых передач (редукторы типа ЦЗУ и ЦЗУ)  $k_{\text{п}} = 2,0$ ; для редукторов с зацеплением Новикова (редукторы типа ЦЗН и ЦЗУ-Н)  $k_{\text{п}} = 1,0$ ;  $M_{\text{тах}}$  — максимальный крутящий момент на тихоходном валу, который может возникнуть при эксплу-

атации редуктора;  $F_{\text{б ном}}$ ,  $F_{\text{т ном}}$  — значения радиальных консольных нагрузок на валах редукторов, соответствующие  $M_{\text{ном}}$ ;  $F_{\text{б тах}}$ ,  $F_{\text{т тах}}$  — максимальные из консольных нагрузок на валах редукторов, которые могут возникнуть при эксплуатации редуктора.

Для редукторов типа РК следует руководствоваться допустимыми значениями моментов на тихоходных валах редукторов с учетом режима эксплуатации механизма.

Для редукторов типа ЦЗвк и ЦЗвкФ параметры выбираемого редуктора должны удовлетворять условиям:

$$M_{\text{ном}} \geq M_{\text{тах}} k_{\text{а}};$$

$$M_{\text{ном}} k_{\text{пер}} \geq M_{\text{тах}},$$

где  $M_{\text{ном}}$  — номинальный крутящий момент на тихоходном валу редуктора, принимаемый по данным табл. 7.36;  $k_{\text{а}}$  — коэффициент, зависящий от класса использования и класса нагружения механизма (табл. 7.36);  $k_{\text{пер}}$  — коэффициент перегрузки.

**Расчет зубчатых передач.** Если может возникнуть необходимость в конструировании нестандартного редуктора или зубчатой передачи, то расчет зубчатых передач на прочность следует вести в соответствии с ГОСТ 21354—75. Если к редуктору или зубчатой передаче не предъявляется особых требований к высокой нагрузочной способности и долговечности, то при конструировании необходимо учитывать следующие рекомендации: в качестве материалов зубчатых колес следует применять нормализованные или улучшенные стали с твердостью после термообработки  $HV \leq 320$ ; твердость материала шестерни должна быть выше твердости материала колеса не менее чем на 30 единиц по шкале Бринелля; наибольшее передаточное отношение для закрытой передачи должно быть 6,3, для открытой — 8; в некоторых случаях передаточные отношения могут составлять до 20; быстроходные передачи редукторов должны быть косозубыми; ориентировочные значения отношения модуля передачи к ее межосевому расстоянию составляют 0,01... 0,02; отношение ширины зубчатых

7.36. Значения коэффициента  $k_{\text{а}}$ 

Класс использования	Класс нагружения			
	B1	B2	B3	B4
A0	0,433	0,545	0,692	0,865
A1	0,445	0,561	0,712	0,890
A2	0,459	0,578	0,734	0,917
A3	0,472	0,594	0,755	0,943
A4	0,486	0,612	0,777	0,971
A5	0,5	0,63	0,8	1,0
A6	0,515	0,649	0,824	1,03

колес к межосевому расстоянию (коэффициент ширины) для закрытых передач принимают равным 0,315... 0,4, для открытых — 0,1... 0,2; окружная скорость открытых передач не должна превышать 2 м/с; степень точности передач (ГОСТ 1643—81) должна быть 8 или 9.

Рассмотрим расчет цилиндрических зубчатых передач с эвольвентным зацеплением.

Разбвкву передаточных отношений редуктора по ступеням и выбор главных параметров передачи (межосевого расстояния, передаточного отношения, коэффициента ширины, модуля и угла наклона линии зубьев) можно осуществлять с учетом рекомендации работы [5]:

По заданным главным параметрам определяют расчетное контактное напряжение в зацеплении косозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{275 (u \pm 1)}{a_w u} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{M_{\text{эвк}} K_{H\beta} K_{H\alpha} (u \pm 1)}{b_w}} \leq [\sigma_H], \quad (7.1)$$

где  $u$  — передаточное отношение;  $a_w$  — межосевое расстояние, см;  $b_w$  — рабочая ширина зубчатого венца, см;  $M_{\text{эвк}}$  — расчетный эквивалентный крутящий момент на колесе, Н·м;  $K_{H\beta}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца зубчатого колеса; его опреде-

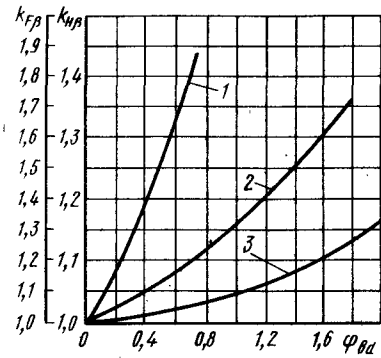


Рис. 7.4. Зависимость  $K_{Hv}$  и  $K_{Fv}$  от расположения зубчатых колес относительно опор:

1 — консольного; 2 — несимметричного; 3 — симметричного

ляют по рис. 7.4 в зависимости от параметра

$$\psi_{\beta d} \approx \frac{b_w}{a_w} (u + 1)$$

(большие значения коэффициента соответствуют большей ширине колес);  $K_{Hv}$  — коэффициент динамичности нагрузки; для открытых зубчатых передач  $K_{Hv} = 1,0 \div 1,06$ ; для закрытых косозубых передач  $K_{Hv}$  определяют по рис. 7.5 с учетом передаточного отношения рассчитываемой пары и окружной скорости

$$v \approx 0,0001 \frac{a_w n_1}{u + 1}$$

(здесь  $n_1$  — частота вращения шестерни,  $\text{мин}^{-1}$ );  $[\sigma_H]$  — допускаемое контактное напряжение, МПа.

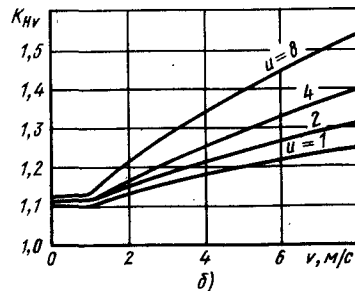
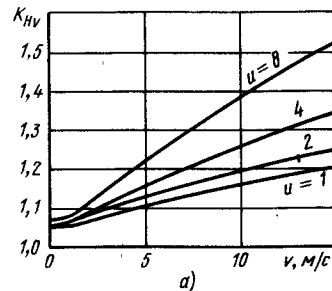


Рис. 7.5. Значения  $K_{Hv}$  для косозубых зубчатых передач: а и б — соответственно 8-й и 9-й степени точности (ГОСТ 1643—81)

Прямозубые зубчатые колеса рассчитывают по формуле (7.1), однако вместо коэффициента 275 используют коэффициент 320.

Контактное напряжение для шестерни  $[\sigma_H]_1$  и колеса  $[\sigma_H]_2$ :

$$[\sigma_H]_{1,2} = \sigma_{H \text{ lim}} / s_H,$$

где  $\sigma_{H \text{ lim}}$  — предел контактной выносливости поверхностей зубьев, МПа;  $s_H$  — коэффициент безопасности, принимаемый равным 1,1.

Для косозубых передач при выполнении условия  $[\sigma_H] = 1,25 [\sigma_H]_r$

$$[\sigma_H] = 0,5 ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_r).$$

Для прямозубых передач  $[\sigma_H] = [\sigma_H]_r$ .

Предел контактной выносливости для зубчатых колес из нормализованных и улучшенных сталей.

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 2 \text{ HB} + 70.$$

В формулу представляют средние значения твердости HB поверхностей зубьев.

Поверхность зубьев проверяют на контактную прочность при действии наибольшей нагрузки.

Расчетное напряжение при действии наибольшей нагрузки

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{M_{\text{max}} / M_{\text{экр}}},$$

где  $\sigma_H$  — см. формулу (7.1);  $M_{\text{max}}$  — см. формулу (6.8) в гл. 6.

Допускаемое предельное контактное напряжение (МПа) для зубчатых

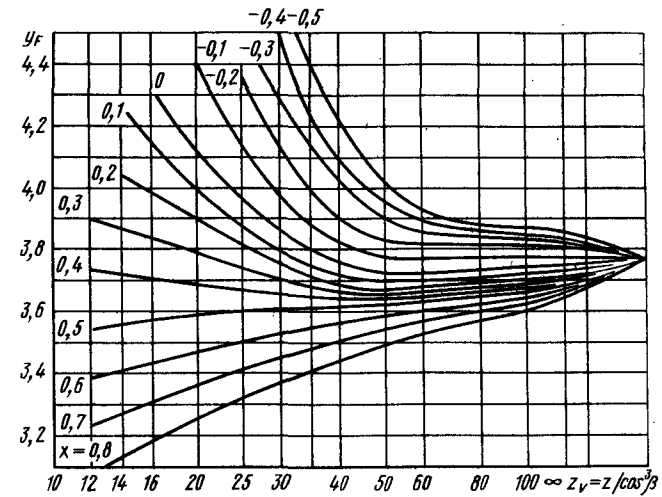


Рис. 7.6 Зависимость коэффициента  $y_F$  от числа зубьев

колес, подвергнутых нормализации или улучшению,

$$[\sigma_{HM}] = 2,8 \sigma_T,$$

где  $\sigma_T$  — предел текучести материала при растяжении, МПа.

Помимо расчета предела контактной выносливости и прочности зубчатых передач, следует проводить расчет предела выносливости и прочности при изгибе.

Расчетное напряжение изгиба зубьев косозубых зубчатых передач

$$\sigma_F = \frac{M_{\text{экр}}}{a_w b_w m} \times$$

$$\times \frac{u \pm 1}{u} y_F K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv},$$

где  $m$  — модуль, см;  $y_F$  — коэффициент, учитывающий форму зуба; его определяют по рис. 7.6 в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $z_v = z / \cos^3 \beta$ ;  $K_{F\alpha}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач  $K_{F\alpha} = 1,0$ , для косозубых передач 8-й степени точности  $K_{F\alpha} = 0,9$ ; а для 9-й степени точности  $K_{F\alpha} = 0,9$ ;  $K_{F\beta}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца; его определяют по рис. 7.4;

$K_{Fv}$  — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку; его определяют по данным табл. 7.37.

Допускаемое напряжение изгиба зубьев (МПа)

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ lim}} / s_F,$$

где  $\sigma_{F \text{ lim}}$  — предел выносливости при изгибе, МПа; для зубчатых колес из нормализованных и улучшенных сталей при односторонних нагрузках  $\sigma_{F \text{ lim}} = 1,8 \text{ HB}$  и двусторонних  $\sigma_{F \text{ lim}} = 1,2 \text{ HB}$ ;  $s_F$  — коэффициент

### 7.37. Значения $K_{Fv}$

Параметр	Передача			
	прямо-зубая	косозубая	прямо-зубая	косозубая
Степень точности	8	9	8	9
Окружная скорость, м/с:				
1	1,1	1,03	1,13	1,04
5	1,5	1,15	1,65	1,18
10	2,0	1,3	2,25	1,35

безопасности; для нормализованных сталей  $s_F = 2,3$ , для улучшенных  $s_F = 1,75$ .

Менее прочное зубчатое колесо проверяют на прочность при изгибе наибольшей нагрузкой.

Расчетное напряжение при действии наибольшей нагрузки

$$\sigma_{FH} = \sigma_F \frac{M_{\max}}{M_{\text{эвб}}}$$

Допускаемое предельное напряжение (МПа) изгиба при действии наибольшей нагрузки для нормализованных сталей  $[\sigma_{FH}] = 1,8$  НВ; для улучшенных сталей  $[\sigma_{FH}] = 2,2$  НВ.

## 7.2. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ И ТОРМОЗНЫЕ ШКИВЫ

В краях применяют преимущественно *подвижные муфты*, компенсирующие смещения соединяемых валов. Из числа жестких подвижных муфт наиболее распространены *зубчатые муфты*, в том числе муфты общего назначения (ГОСТ 5006—83). Иногда используют обладающие высокой компенсирующей способностью *шарнирные муфты*, в том числе и *автомобильные*.

Кулачково-дисковые (крестово-кулисные) муфты допускают весьма незначительные угловые смещения. В краях применение их не рекомендуется, а в механизмах подъема не допускается.

Из числа *упругих муфт* наиболее часто используют относительно простые в изготовлении *втулочно-пальцевые муфты*. Однако у них при интенсивной эксплуатации, особенно при

### 7.38. Значения коэффициентов $K_2$

Механизм	Режим работы механизма		
	1М...3М	4М...5М	6М
Подъема	1,1	1,2	1,3
Передвижения	1,3	1,4	1,5

реверсивной работе, быстро изнашиваются не только пальцы, но и гнезда полумуфт. Этих недостатков лишены *муфты с торообразным упругим элементом*, которые начали применять на некоторых предприятиях.

Ниже приведены данные по конструкции, выбору и расчету наиболее распространенных муфт [79].

*Зубчатые муфты* (ГОСТ 5006—83) изготовляют трех типов: 1, 2 и 3, причем муфты типа 1 и 3 предназначены для непосредственного соединения валов, а муфты типа 2 — для соединения валов с применением промежуточного вала.

Для муфт типа 1 и 3 допустимый угол перекоса  $\delta$  каждой втулки относительно оси обоймы не более  $0^\circ 30'$  при отсутствии радиального смещения соединяющих валов; для муфт типа 3 из двух обойм  $[\delta_{\max}] = 1^\circ 30'$ .

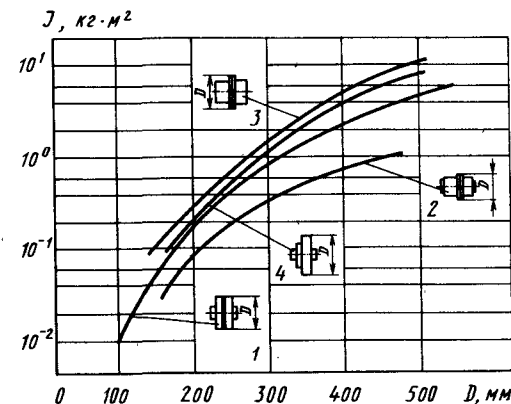
При работе муфты в условиях смещения соединяемых валов возникает неравновесная радиальная сила  $F_r = (0,2 \dots 0,4) F_t$  и нагружающий соединяемые валы изгибающий момент  $M \approx (0,1 \dots 0,15) M_1$  (здесь  $M_1$  — передаваемый муфтой крутящий момент;  $F_t$  — соответствующая моменту  $M_1$  окружная сила на расчетном диаметре муфты).

В соответствии с ГОСТ 5006—83 муфты выбирают по диаметру вала с последующей проверкой по действующему моменту. При этом коэффициент ответственности механизма  $K_1$  следует принимать равным 1,1 для механизмов передвижения и 1,3...1,5 для механизмов подъема; коэффициент условий работы  $K_2$  рекомендуется определять по данным табл. 7.38; коэффициент  $K_3 = 1,25$  при углах перекоса до  $0,5^\circ$ .

При изготовлении нестандартных муфт элементы их зацепления целесообразно принимать аналогично стандартизованным муфтам. Следует иметь в виду, что применение на втулках зубьев с линейчатыми образующими, даже при обточке их внешних поверхностей по радиусу, не обеспечивает удовлетворительной работы; перекос бочкообразных зубьев (с криволинейными образующими) не приводит к их нежелательному кромоному нагружению.

Рис. 7.7. Зависимость момента инерции  $J$  от наружного диаметра  $D$ :

1 — втулочно-пальцевая муфта; 2 — зубчатая сдвоенная муфта (ГОСТ 5006—83); 3 — зубчатая сдвоенная муфта по данным работы [79]; 4 — муфта с тормозным шкивом



Указания по выполнению и расчету муфт приведены в работе [79].

*Втулочно-пальцевые муфты* изготовляют в соответствии с требованиями ГОСТ 21424—75. Эти муфты не рекомендуется применять в механизмах группы режима более 4М. Допускаемые радиальные смещения валов при использовании втулочно-пальцевых муфт составляют от 0,2 до 0,5 мм, а угловые смещения — от 20 до 30'.

При работе муфт возникает радиальное усилие, нагружающее вал и составляющее  $(0,15 \dots 0,25) F_t$  (здесь  $F_t$  — окружное усилие, нагружающее пальцы).

При выборе втулочно-пальцевых муфт рекомендуется учитывать те же коэффициенты, что и для зубчатых муфт.

При необходимости применения нестандартных муфт их элементы следует принимать аналогично стандартизированным муфтам.

Иногда пальцы с резиновыми втулками заменяют сплошными закладными пальцами, посаженными в полукруглые гнезда полумуфт. В результате этого уменьшается число деталей, но образование отверстий в смежных деталях вызывает определенные технологические трудности. При этом рекомендуется устанавливать два предохранительных стальных пальца. Упругие пальцы должны быть изготовлены из резины с пределом прочности при разрыве не менее 8 МПа и относительным удлинением при разрыве не ниже

300%. Детальные указания по расчету муфт с упругими резовыми элементами приведены в работе [67].

*Муфты с тормозными шкивами* часто объединяют с тормозными шкивами [109]. При этом целесообразно использовать полумуфты типовых зубчатых или пальцево-втулочных муфт. Зависимость момента инерции муфты от наружного диаметра  $D$  приведена на рис. 7.7.

## 7.3. СТАЛЬНЫЕ КАНАТЫ, БЛОКИ, БАРАБАНЫ

В механизмах подъема следует применять канаты с линейным касанием проволок обыкновенной свивки (ГОСТ 7668—80) типа ЛК-РО конструкции  $6 \times 36 (1 + 7 + 7/7 + 14) + 1$  о. с.; допускается применение канатов типа ЛК-Р конструкции  $9 \times 19 \times (1 + 6 + 6/6) + 1$  о. с. (ГОСТ 2688—80). Эти канаты могут быть использованы в качестве тяговых и монтажных.

Подъемные канаты должны быть выполнены крестовой свивки; односторонняя свивка допускается только для нераскручивающихся канатов. Канаты из проволоки с более высоким временным сопротивлением (2000 МПа) обладают меньшей долговечностью; их следует применять только в технически обоснованных случаях. При многослойной навивке на барабан, а также для кранов, работающих в условиях повышенных температур (200...250 °С

7.39. Наименьший допустимый коэффициент запаса прочности  $K$ 

Назначение каната	Группа режима механизма	Коэффициент запаса прочности
Грузовой	1М	4,0
	2М; 3М	5,0
	4М	5,5
	5М; 6М	6,0
Грейферный: у грейферов с раздельным двухдвигательным приводом (прямая, что вес грейфера с материалом равномерно распределен на все канаты) у грейферов одноканатных и моторных		6,0
		5,0
Тяговые канаты Канаты, используемые при монтаже крана	2М; 3М	4,0
	1М	4,0

и более), следует применять канаты с металлическим сердечником (ГОСТ 7669—80 и ГОСТ 7667—80).

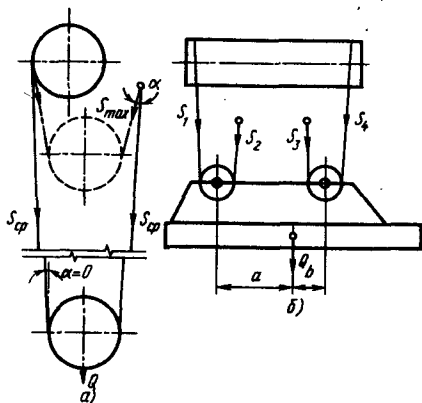


Рис. 7.8. Схемы к определению расчетных усилий в канатах:

а — при подходе подвески к верхнему блоку; б — подвески с независимыми полиспастами

Для кранов, работающих на открытом воздухе или в помещении с повышенной влажностью, следует применять канаты из оцинкованной проволоки марок ЛС, СС и СС (ГОСТ 7372—80).

Для интенсивно эксплуатирующихся кранов перспективны канаты из пластически обжатых прядей (выполняемые по ТУ 14-4-1070—80), а также с покрытием полимерными пленками.

Для канатных стропов рекомендуются канаты, обладающие повышенной гибкостью (ГОСТ 3071—74, ГОСТ 3079—80 и ГОСТ 7668—80). Рекомендации по выбору и применению канатов в других случаях приведены в работе [61].

Концевые соединения канатов рекомендуется выполнять с помощью коушей и винтовых зажимов (ОСТ 24.090.59—80). При уменьшении длины соединения можно применять соединение заплеткой, что целесообразно при наличии специального оборудования. Применяют также соединения, выполняемые с помощью обжимных алюминиевых или стальных гильз [106].

Расчет и выбор. Расчет канатов проводят в соответствии с Правилами Госгортехнадзора по формуле

$$P/S \geq K,$$

где  $P$  — разрывное усилие каната в целом, принимаемое по сертификату, а при проектировании — по данным соответствующего государственного стандарта или технических условий;  $S$  — наибольшее натяжение каната с учетом КПД полиспаста (без учета динамических нагрузок);  $K$  — коэффициент запаса прочности (табл. 7.39).

Если в определенных положениях подвижных частей крана или грузовой подвески усилие в канате будет возрастать, то канат следует проверять по максимальному значению усилия  $S_{max}$  (рис. 7.8, а). Это же относится к подвескам с независимыми ветвями каната и смещением центра тяжести груза (рис. 7.8, б). Однако когда гарантированы только весьма редкий эпизодический подход крюка к крайнему положению или смещение центра тяжести груза, канат можно проверить по средним значениям натяже-

ния  $S_{cp}$ . При этом необходимо, чтобы коэффициент запаса прочности, определяемый с учетом  $S_{max}$ , соответствовал нормативам, но был бы не менее 4,5; 5 и 5,5 для механизмов группы режима соответственно 1М ... 3М, 4М и 5,6М.

Для кранов, работа которых предусмотрена при различных группах режима и грузоподъемностях, значения коэффициентов запаса для каждой грузоподъемности должны соответствовать нормам для соответствующей группы режима.

Допускаемый диаметр блока

$$D \geq d_{кe} \quad (7.2)$$

где  $d_{к}$  — диаметр находящегося на блоке каната;  $e$  — коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины и ее группы режима (табл. 7.40).

Диаметры уравнительных и отклоняющих блоков рекомендуется принимать равными диаметру других блоков полиспастной системы.

Диаметр барабана допускается принимать на 15 % меньше определяемого по формуле (7.2).

Для повышения долговечности канатов интенсивно эксплуатируемых кранов рекомендуется увеличивать диаметр блоков по сравнению с данными, приведенными в табл. 7.40. Это же относится к блокам грузовой полиспаста кранов со стационарным расположением грузовой тележки.

Рекомендации по ориентировочной расчетной оценке срока службы канатов приведены в работе [61].

Канатные барабаны. Гладкие барабаны могут быть использованы только для вспомогательных или весьма редко используемых, например монтажных, механизмов. Не рекомендуется для кранов группы режима св. 1К ... 3К применение барабанов с многослойной навивкой каната. Если, например, по компоновочным условиям такие барабаны должны быть применены, то их следует выполнять нарезными. Рекомендуемый профиль нарезки показан на рис. 7.9. Обычно принимают  $t = (1,1 \dots 1,15) d_{к}$ ,  $r \approx 0,53 d_{к}$ ,  $h = (0,53 \dots 0,56) r$ . Для грейферных кранов рекомендуется  $h = 0,5 d_{к}$ .

Для крепления каната к нарезным барабанам при однослойной навивке используют закрепленные с помощью

7.40. Наименьшие допускаемые значения коэффициента  $e$ 

Грузоподъемная машина	Группа режима механизма	Коэффициент $e$
Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стреловых кранов, лебедок	1М	18
	2М; 3М	20
	4М	25
	5М	30
	6М	35
Монтажные механизмы Электрические тали Грейферные лебедки Блоки грейферов	1М	16
	3М	22
	6М	30
	6М	18

шпилек или проходных болтов прижимные планки. Диаметр шпильки и толщину планки принимают примерно равными диаметру каната. Число планок, определяемое расчетом, должно быть не менее 2. Длина свободного конца каната от последнего зажима на барабане должна быть не менее  $3d_{к}$ . Изгибать свободный конец каната под прижимной планкой или возле нее не разрешается. Планки могут быть установлены на гладкой и нарезной части барабана. В последнем случае для проводки внешней ветви каната к планке на определенном участке нарезки срубают ее гребень. При назначении длины барабана необходимо предусматривать не менее двух запасных витков, не считая удерживаемых планками. Угол схода каната не должен превышать 6 и 1,4° соответственно для нарезных и гладких барабанов. Для механизмов группы режима 5М и 6М значения этого угла рекомендуется снижать на 20 ... 30 %. Целесообразно

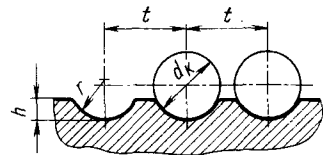


Рис. 7.9. Профиль нарезки барабана

выполнять проверку угла отклонения исходя из условия предотвращения заедания каната в соседней канавке [102].

При расчете барабанов на прочность необходимо произвести расчет обечайки и узла крепления каната.

При расчете обечайки определяют напряжения сжатия в центре барабана [46]

$$\sigma_{сж} = 0,85 \frac{S}{D_0 t} \quad (7.3)$$

У края обечайки действуют во взаимно перпендикулярных направлениях следующие напряжения [125]: сжатия

$$\sigma'_{сж} = 0,5 \frac{S}{D_0 t}; \quad (7.4)$$

изгиба

$$\sigma_{изг} = 0,96S \sqrt{\frac{1}{D_0^2 t^3}}, \quad (7.5)$$

где  $S$  — расчетное усилие в канате;  $D_0$  — диаметр барабана по дну нарезки;  $t$  — шаг нарезки.

Барабаны с соотношением  $L/D > 3$  следует проверять на напряжение изгиба:

$$\sigma'_н = M/W, \quad (7.6)$$

где  $M$  — изгибающий максимальный момент, вызываемый действующим на барабан усилием каната; этот момент определяют как момент шарнирно опертой балки;  $W$  — момент сопротивления сечения барабана.

При этом для барабана, закрепленного на оси, за пролет  $L$  балки принимается расстояние между серединами ступиц; для барабана с цапфами за пролет балки принимается расстояние между внешними опорами последних.

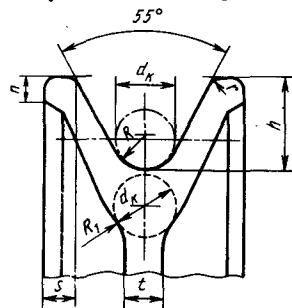


Рис. 7.10. Канатный блок

Чугунные барабаны проверяют на напряжение сжатия по формуле (7.3) и на напряжение растяжения по формулам (7.5) и (7.6), а стальные барабаны проверяют по следующим формулам:

$$\sigma = \sigma_{сж} + \sigma'_н \leq [\sigma] = \sigma_T/n;$$

$$\sigma = \sigma'_{сж} + \sigma'_н \leq [\sigma] = \sigma_T/n.$$

Коэффициент запаса прочности барабанов механизмов группы режима 4М из чугуна  $n = 5 \dots 6$ , а из стали  $n = 2$ . Для механизмов группы режима 1М ... 3М значения этого коэффициента можно уменьшить на 25%; для группы режима 5М ... 6М их следует увеличить на 20%.

У чугунных барабанов толщину торцевой стенки обычно принимают равной толщине обечайки.

У стальных барабанов напряжение в неусиленной ребрами стенке

$$\sigma = 0,15S \left(1 - \frac{2D_c}{3D}\right) \frac{1}{t_c^2},$$

где  $D_c$  — наружный диаметр ступицы;  $t_c$  — толщина торцевой стенки [125].

Для торцовых стенок барабанов следует учитывать консольное приложение нагрузок на заделанные в ступицы цапфы.

При многослойной навивке напряжения, определяемые по формулам (7.3)–(7.5), следует увеличивать в 1,3; 1,8 и 2 раза соответственно для двух, трех и четырех слоев навивки.

Более точные расчеты, включая проверку на устойчивость сварных обечайек диаметром до 700 ... 800 мм, приведены в работах Б. С. Ковальского.

Суммарное усилие прижатия планок с помощью шпилек при креплении каната

$$N \geq 5S,$$

где  $S$  — расчетное натяжение каната.

Шпильки проверяют на растягивающее усилие  $F = N/z$  (здесь  $z$  — общее число болтов крепления всех планок). Допускаемое напряжение материала шпилек из стали Ст3 — 50 МПа; из стали 35 — 70 МПа.

Технические требования к канатным блокам. Рекомендуемые соотношения формы и размеров ручья (рис. 7.10):

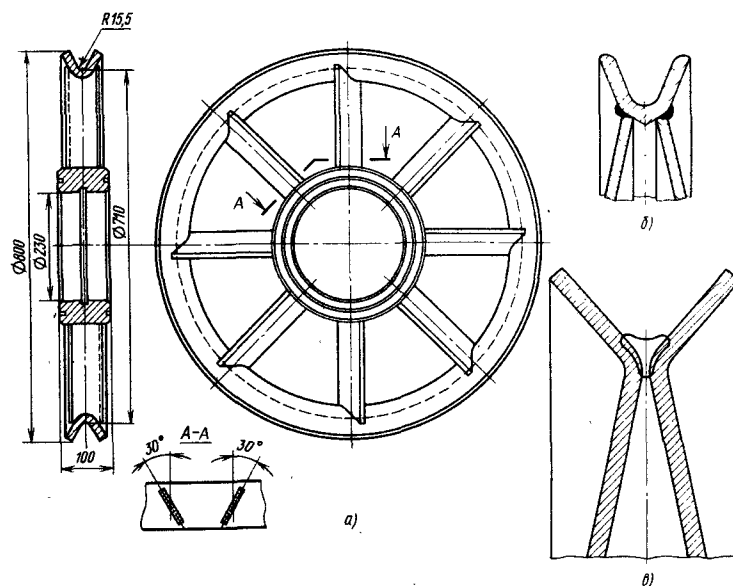


Рис. 7.11. Варианты выполнения сварных блоков:

а — блок с ободом и спицами из кованых элементов; б — обод из кованого уголка; в — блок со штампованными боковинами

$R = (0,53 \dots 0,60) d_k$ ;  $h = (1,4 \dots 1,9) d_k$ ;  $r = 0,2d_k$  (здесь  $d_k$  — номинальное значение диаметра каната). Для блоков, изготовленных из чугуна, принимают  $t = s = (0,75 \div 0,5) d_k$ ;  $R_1 = (1,3 \dots 0,9) d_k$  (большие значения — для меньших диаметров канатов);  $n = (0,25 \div 0,2) d_k$ . Для стальных литых блоков значения  $s$ ,  $t$  и  $R$  можно уменьшить на 15 ... 20%, а для штампованных — на 15 ... 30% (с учетом технологических возможностей выполнения блоков).

Примеры выполнения сварных блоков показаны на рис. 7.11, а, в. Блоки, рассчитанные на нитесивную работу, рекомендуется выполнять со двоянными штампованными боковинами.

В механизмах, работающих в условиях запыленной среды, рекомендуется применять блоки с закаленной поверхностью ручья. Твердость не ниже HRC 35; глубина закаленного слоя не менее 3 мм. Шероховатость поверхности ручья  $Rz = 20$  мкм, а для закаленного ручья  $Rz = 1,6$  мкм.

Блоки монтируют только на подшипниках качения. Их следует размещать таким образом, чтобы угол схода каната (отклонения оси каната от плоскости симметрии ручья блока) не превышал  $6^\circ$ .

#### 7.4. КАНАТНЫЕ ГРУЗОВЫЕ ПОДВЕСКИ

**Полиспасты.** Преимущественное пространство находят двоянные полиспасты. Оба конца запасованного на них каната навиваются на барабан. Благодаря этому уменьшается диаметр каната, а следовательно, диаметр блоков и барабана. При подъеме и опускании груза канат перемещается только по вертикали.

Уравнительный блок при четном числе ветвей каждой половины полиспаста размещают на раме подъемного механизма; при нечетном — на крюковой подвеске. Уравнительные балансиры применяют преимущественно в тех случаях, когда после обрыва ветви каната одной части полиспаста

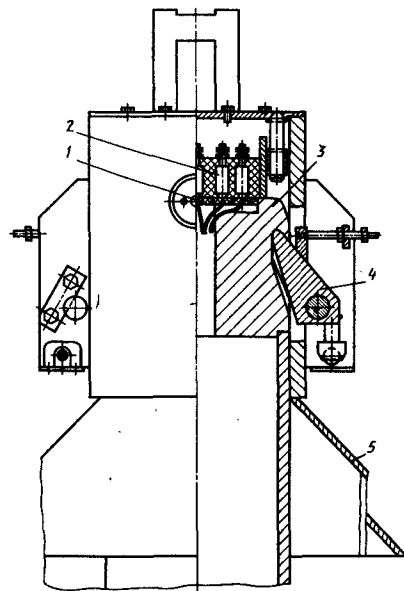


Рис. 7.12. Подвеска для автоматического сцепления с грузозахватным органом

груз должен удерживаться другой частью полиспаста [3].

Одинарные полиспасты применяют в основном в козловых краях со стационарной установкой подъемного механизма.

Краны, предназначенные для работы с длинномерными грузами, оборудуют траверсами, подвешиваемыми на двух отдельных ветвях канатов. Более эффективны пространственные подвески, получившие широкое распространение на кранах для перегрузки крупнотоннажных контейнеров [20]. Пространственные подвески могут иметь четыре и три канатных независимых полиспаста. В последнем случае автоматически обеспечивается заданное распределение нагрузки между отдельными полиспастами независимо от растяжения канатов. Схемы пространственных подвесок и указания по оценке их эффективности приведены в работе [107].

В результате исследований установлено, что боковая жесткость простран-

ственных подвесок существенно повышается с увеличением коэффициента запаса прочности каната.

Для интенсивно эксплуатируемых краев и при требованиях высокой точности позиционирования груза находят применение подвески груза с жесткими (телескопическими или рычажными) направляющими [43].

Подвески с механизмом вращения крюка [1]. При использовании полиспастов с параллельными ветвями канатов при повороте груза возникает закручивание полиспаста. Однако этот недостаток может быть устранен, если использовать механизм вращения с возможностью размыкания кинематической цепи после отключения привода.

Механизм поворота может быть смонтирован также на грузозахватном органе. На траверсу начали устанавливать электродвигатели с воздушными винтами, обеспечивающими силу тяги, необходимую для разворота груза.

В ряде случаев необходимо осуществлять замену грузозахватного органа с поста управления краном без применения ручного труда. Для этой цели созданы подвески с гнездами для хвостовика штока захвата (рис. 7.12). На хвостовике имеются крючья 3, а на корпусе подвески управляемые с помощью электромагнитов подпружиненные защелки 4. На торце хвостовика смонтированы контакты 1 электрических цепей аппаратов управления и приводов захватного органа. Соответствующие контакты закреплены на подпружиненной траверсе 2 корпуса подвески. Направляющий конус 5 обеспечивает возможность навешивания подвески на шток установленного на земле захвата.

Крюковые подвески. В серийных кранах применяют преимущественно крюковые подвески с однорогими крюками типа А (ГОСТ 6627—74). При оснащении кранов грузоподъемными магнитами, приводными грейферами и другими механизированными захватными устройствами крюки должны быть снабжены предохранительными защелками. Типовая унифицированная крюковая подвеска показана на рис. 7.13. Размеры подвесок приведены в табл. 7.41.

7.41. Основные размеры (мм) крюковых подвесок при грузоподъемности кранов 3,2 ... 50 т

Грузоподъемность	Число блоков	D	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	L	L <sub>1</sub>	d <sub>к</sub>	Масса, кг
5	2	$\frac{336}{406}$	55	100	$\frac{M42}{M48}$	55	170	118	8	56	—	$\frac{766}{887}$	$\frac{143}{162}$	$\frac{320}{370}$	110	$\frac{440}{520}$	11—14	$\frac{61,3}{84,9}$
10	2	$\frac{406}{500}$	90	140	$\frac{M56}{M64}$	$\frac{70 \times 10}{90}$	190	130	12	62	—	$\frac{977}{1172}$	$\frac{202}{242}$	$\frac{390}{475}$	180	$\frac{520}{620}$	14—16,5	$\frac{129}{180}$
16	4	$\frac{406}{500}$	110	170	$\frac{70 \times 10}{80 \times 10}$	110	445	152	16	76	92	$\frac{1115}{1287}$	$\frac{260}{292}$	$\frac{440}{490}$	230	$\frac{540}{640}$	14—16,5	$\frac{318}{368}$
20	4	$\frac{406}{500}$	130	200	$\frac{80 \times 10}{90 \times 12}$	130	445	$\frac{152}{190}$	$\frac{16}{20}$	$\frac{76}{110}$	$\frac{92}{106}$	$\frac{1187}{1366}$	$\frac{292}{322}$	$\frac{440}{515}$	$\frac{230}{260}$	$\frac{540}{640}$	14—16,5	$\frac{318}{514}$
32	4	$\frac{610}{710}$	130	$\frac{200}{270}$	$\frac{100 \times 12}{110 \times 12}$	$\frac{130}{150}$	510	$\frac{190}{214}$	$\frac{30}{30}$	$\frac{110}{104}$	$\frac{106}{130}$	$\frac{1571}{1807}$	$\frac{352}{402}$	$\frac{595}{695}$	$\frac{260}{300}$	$\frac{850}{880}$	18—23	$\frac{687}{1016}$

Примечания: 1. В числителе приведены данные для механизмов группы режма 1М ... 4М, в знаменателе — для группы режма 5М. 2. У обоям с четырьмя и пятью блоками крайние блоки смонтированы на консолях осн.

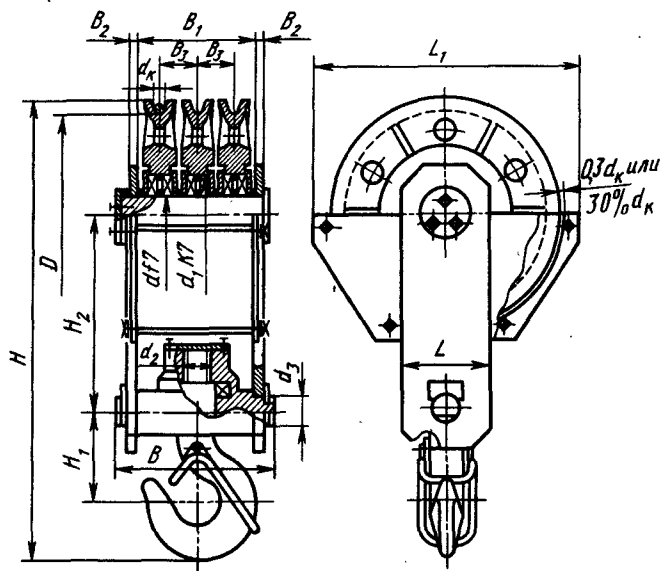


Рис. 7.13. Унифицированная крюковая подвеска

Подвески с удлиненными крюками (тип Б) имеют несколько меньшую высоту и массу. Однако они могут быть выполнены только с четным числом блоков. Кроме того, усложняется изготовление траверсы, интенсивно работающей на изгиб, и увеличивается ее диаметр, что в свою очередь увеличивает размер подшипников. Поэтому такие подвески применяют ограниченно.

В кранах со стационарным расположением механизма подъема груза массу подвески повышают путем увеличения толщины щек или установки на них дополнительных грузов.

### 7.5. ТОРМОЗА

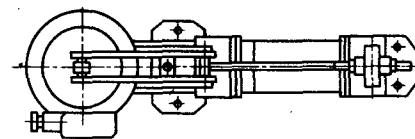
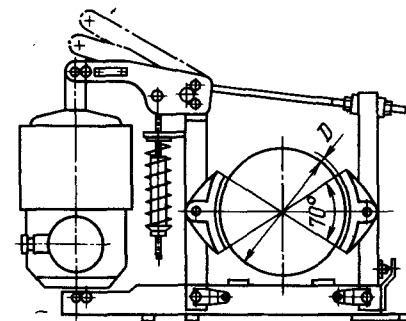
В кранах промышленных предприятий используют колодочные короткоходовые тормоза с диаметрами шкивов 100 ... 500 мм. Наиболее часто применяют тормоза типа ТКГ, управляемые электрогидротолкателем (рис. 7.14). Эти тормоза надежны и долговечны в эксплуатации. Если трудно гарантировать, например, се-

зонную замену рабочей жидкости гидротолкателей, то применяют электромагнитные тормоза переменного тока типа ТКГ. Замыкание и размыкание этих тормозов сопровождается ударами и возникновением значительной радиальной динамической нагрузки. С увеличением интенсивности работы момент этих тормозов следует снижать. Для механизмов группы режима 5М и 6М тормоза ТКГ применять не следует. Более надежны, но требуют питания постоянным током электромагнитные тормоза постоянного тока типа ТКП.

Тормоза ТКГ снабжены клапанными электромагнитами типа МО-Б; тормоза ТКП — соленоидными электромагнитами типа МП. Эти магниты взаимозаменяемы. Все тормоза имеют пружинное замыкание; благодаря изменению установочной длины пружины можно изменять тормозной момент.

Основные технические характеристики тормозов ТКГ приведены в табл. 7.42, в которой дана также установочная длина пружин, соответствующая максимальному и мини-

Рис. 7.14. Тормоза типа ТКГ



7.42. Техническая характеристика тормозов ТКГ

Параметр	ТКГ-160	ТКГ-200	ТКГ-300	ТКГ-400	ТКГ-500
Тормозной момент, Н·м:					
максимальный	98	250	800	1500	2500
минимальный	49	160	350	650	1000
Диаметр шкива, мм	160	200	300	400	500
Максимальное усилие, развиваемое электрогидротолкателем, Н	157	245	490	785	785
Тип электрогидротолкателя	ТЭГ-16-2М	ТГМ-25	ТЭ-50	ТГМ-80	ТГМ-80
Мощность, потребляемая двигателем электрогидротолкателя, Вт	160	170	190	240	240
Масса тормоза, кг	25	35	80	120	155
Установочная длина пружины, мм, при действии тормозного момента:					
максимального	141	141	$\frac{206 *}{234}$	212	250
минимального	186	183	$\frac{280 *}{284}$	331	368

\* Пружины 6×42×321 и 7×45×316 мм.

мальному тормозным моментам. Характеристики тормозов других типов приведены в работе [109].

Допускаемое число включений тормоза в час — 60; продолжительность включения ПВ до 60%; рабочее напряжение типовых электрогидротолкателей 380 В.

### 7.6. ХОДОВЫЕ КОЛЕСА

Конструкция и размеры типовых двух- и одноребордных колес показаны на рис. 7.15, а—б, а их размеры приведены в табл. 7.43 и 7.44. Одноребордные колеса применяют преимущественно для грузовых тележек. Ширину



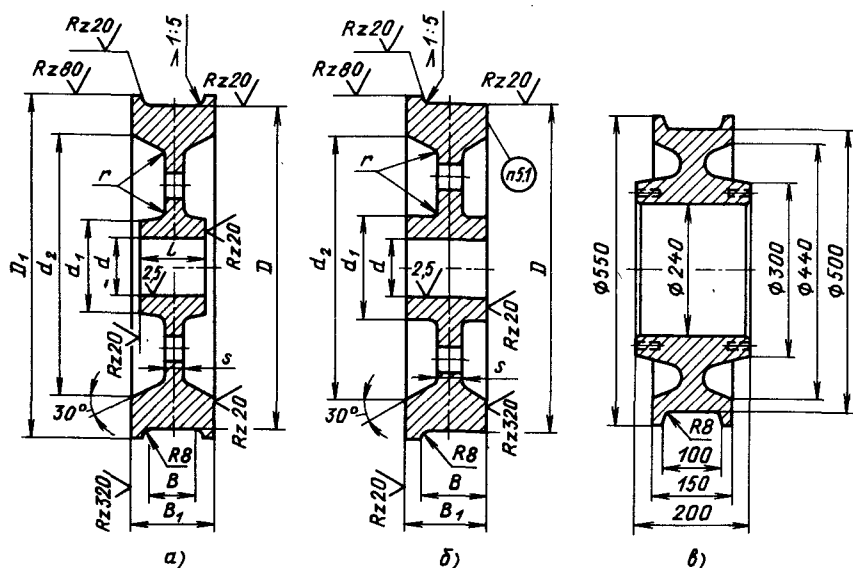


Рис. 7.15. Ходовые колеса:

а — двухребордные; б — однорребордные; в — установленные на неподвижную ось ( $D = 500$  мм)

обода (размер  $B$ ) двухребордных колес принимают для кранов и грузовых тележек соответственно на 25...30 и 15...20 мм больше ширины головки рельса. У однорребордных колес эта разница должна быть не менее 30 мм. Для тележек интенсивно эксплуатируемых кранов однорребордные колеса применять не следует; высота и толщина реборд у основания должны быть не менее 25 мм. Иногда увеличивают высоту реборд до размеров головки рельса, что приводит к увеличению долговечности колес [57].

У безребордных колес ширина поверхности катания должна быть больше ширины головки рельса не менее чем на 60 мм.

У конических двухребордных колес профиль обода аналогичен профилю обода однорребордных колес (рис. 7.15, б); однако беговая поверхность имеет наклон в пределах 1:16...1:25.

Одна из поверхностей обода используется в качестве базы для измерения точности положения установленных на кране колес.

Колеса, предназначенные для установки на неподвижную ось, выполняют со ступицей увеличенного диаметра для размещения подшипников (рис. 7.15, в).

Ходовые колеса, показанные на рис. 7.15, а—в, могут быть выполнены кованными, штампованными или

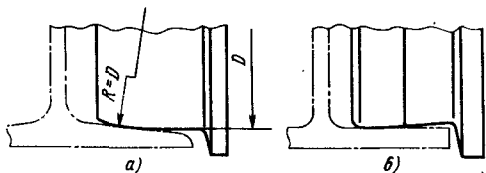


Рис. 7.16. Профили беговых поверхностей колес подвесных тележек:

а — бочкообразный; б — со сменным рабочим участком

## 7.43. Основные размеры (мм) двухребордных ходовых колес

$D$	$D_1$	$d$	$d_1$	$d_2$	$B$	$B_1$	$L$	$s$	$r$	Масса, кг, не более
200	230	50	80	175	50	80	80	18	18	20
250	290	55	85	220	70	110	110			30
320	360	70	120	275	80	120	120	20	20	40
400	450	95	150	350	80	130	130	25	25	80
					100	150				90
500	550	115	175	440	100	150	150	35	35	140
560	600	100	310	500	90	130	180			20
630	680	135	200	530	100	150	150	40	40	200
					130	180				220
710	770	145	220	600	110	160	160	40	40	280
					130	180				300
800	880	155	240	710	110	170	170	40	40	380
					150	210				410
		220	360	730	170	250	230	70		660

прокатными. Литые колеса, как правило, менее долговечны в эксплуатации.

В подвесных тележках применяют ходовые колеса с бочкообразными (рис. 7.16, а) и цилиндрическим беговыми поверхностями. В последнем случае не должно быть перекоса по линии контакта колеса и полки, приводящего к резкому снижению долговечности колес. Целесообразно смещать рабочий участок обода колеса к его внешнему торцу (рис. 7.16, б), что приводит к снижению напряжений в полках монорельса. Передвижение конических колес по наклон-

ным полкам сопровождается проскальзыванием; в этом случае следует применять наклонно устанавливаемые цилиндрические колеса.

## 7.44. Основные размеры (мм) однорребордных ходовых колес

$D$	$D_1$	$d_1$	$d_2$	$B$	$B_1$	$s$	$r$	Масса, кг, не более
200	230	50	80	175	65	80	18	15
250	290	60	85	215	70	90	18	20
320	360	65	95	285	80	100	18	30
400	450	85	130	360	105	130	22	60



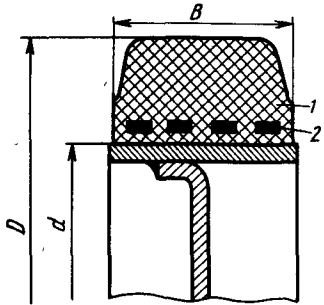


Рис. 7.17. Колесо с резиновым ободом

Для кованных, прокатных и штампованных колес твердость поверхности катания и реборд НВ 300 ... 380. Глубина закалки (мм) обода в зависимости от диаметра колеса следующая

от 200 до 250	10
св. 250 до 560	20
» 560 » 900	30

Градиент снижения твердости не более НВ 20 на 10 мм толщины обода.

Колеса из серого чугуна применяют для редко используемых кранов, в

7.45. Данные для предварительного выбора диаметра колеса и рельса

Нагрузка P, кН	Диаметр колеса D, см	Рельс	Ширина плоского рельса, см
30 ... 50	20 ... 25	P24, P38	40 ... 5
51 ... 100	26 ... 40	P38, P43, P70	5 ... 6
101 ... 200	41 ... 50	P38, P43, P50, KP70	5 ... 7
201 ... 250	51 ... 63	P43, P50, KP70, KP80	6 ... 7
251 ... 320	64 ... 71	P43, P50, KP 80, KP100	7 ... 8
321 ... 500	72 ... 80	KP80, KP100	—

основном для ручных. За рубежом используют колеса из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, обеспечивающие эффект самосмазывания при взаимодействии с рельсом, что снижает потери при передвижении и уменьшает износ колес по сравнению со стальными колесами [126]. При относительно небольших нагрузках (до 10 ... 15 кН) можно применять колеса с полиамидными ободьями, что исключает необходимость применения специальных направляющих и обеспечивает плавный бесшумный ход. Для этих же целей в напольных кранах иногда применяют колеса со сплошными резиновыми ободьями (рис. 7.17). В обод 1 встроены стальные проволочные кольца 2 для восприятия растягивающих нагрузок.

Выбор и расчет стальных колес (ОСТ 24.090.44—82). Предварительно колеса и рельс выбирают исходя из максимальной статической нагрузки P (без учета динамических нагрузок и ветровой нагрузки) (табл. 7.45).

Выбранные колеса должны соответствовать условию  $\sigma \leq [\sigma]$ .

Напряжения (МПа) в контакте обода колеса и рельса:

для рельса с выпуклой головкой

$$\sigma = 7875K \sqrt{\frac{K_D P}{D}}; \quad (7.7)$$

для рельса с плоской головкой

$$\sigma = 505 \sqrt{\frac{K_D P}{BD}}, \quad (7.8)$$

где P — максимальная статическая нагрузка на колесо, кН; D — диаметр колеса, см;  $K_D$  — динамический коэффициент;  $K_D = 1 + av$  (здесь v — скорость передвижения, м/с; a = 0,10; 0,15; 0,20; 0,25 соответственно при укладке рельса на шпалы, балласт, металлические балки, железобетонные балки и массивный фундамент); K — коэффициент, зависящий от отношения радиуса r закругления головки рельса к диаметру колеса D, определяемому по рис. 7.18, а; B — расчетная ширина плоского рельса (с учетом скругленных углов).

Допускаемые напряжения  $[\sigma]$  для кованных и штампованных колес определяют в зависимости от твердости поверхности колеса НВ (табл. 7.46) и

приведенного числа оборотов колеса по рис. 7.18, б. Для катаных и литых колес значения допускаемых напряжений следует увеличивать и уменьшать соответственно на 5 % по сравнению с приведенными на рисунке.

Число оборотов колеса

$$N = \sum_{i=1}^{i=n} N_i \left( \frac{P_i}{P} \right)^3,$$

где P — максимальная статическая нагрузка на колесо;  $N_i$  — число оборотов колеса под нагрузкой  $P_i$ ;  $n_i$  — число ступеней нагрузки  $P_i$ .

Значения  $P_i$ ,  $N_i$  определяют за срок службы колеса, который для механизмов группы режима 1М ... 2М, 3М ... 4М и 5М ... 6М может быть принят соответственно равным 1600, 3200 и 12 500 ч.

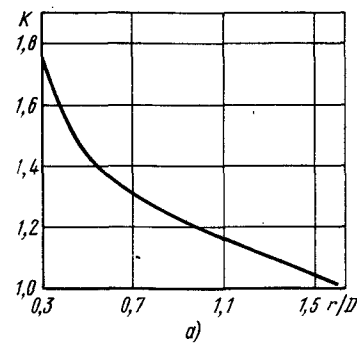
При отсутствии исходных данных допускается принимать

$$N = \theta \sum_{i=1}^{i=n} N_i,$$

где  $\theta$  — коэффициент нагрузки, его определяют в зависимости от отношения минимальной статической нагрузки  $P_{min}$  к максимальной P:

$P_{min}/P$ ... 0,2	0,3	0,4	0,5
$\theta$ ... 0,16	0,19	0,24	0,30
$P_{min}/P$ ... 0,6	0,7	0,8	1,0
$\theta$ ... 0,38	0,49	0,63	1,0

Расчетные сроки службы ребордных



7.46. Твердость поверхности колес

Заготовка	Сталь	Способ и условия обработки	Твердость НВ
Покровка, штамповка	45	Нормализация	200
	50	Закалка, отпуск	240
	65Г		300 ... 350
Прокат	75	Ст2 (ГОСТ 10791—81)	350
	55ЛIII		Отжиг
Отливка	35ГЛIII		
	35ХМЛ	Закалка, отпуск	300 ... 350

колес могут быть обеспечены только в том случае, если перекося ходовых колес в горизонтальной плоскости  $\alpha \leq 0,0005$ . При  $\alpha > 0,0005$  колеса будут выходить из строя в результате изнашивания реборд; для достижения заданной долговечности значения N следует умножать на коэффициент  $K_N$ , который в зависимости от перекося  $\alpha$  будет иметь следующие значения:

$\alpha$ ... 0,0005	0,0005
$K_N$ ... 0,0075	1,0
$\alpha$ ... 0,0010	0,0020
$K_N$ ... 1,25	2,2
$\alpha$ ... 0,0015	
$K_N$ ... 1,55	
$\alpha$ ... 2,0	
$K_N$ ... 2,0	

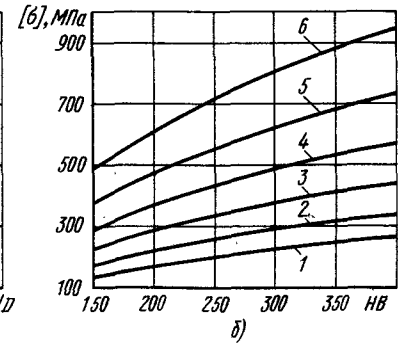


Рис. 7.18. Зависимости для расчета ходовых колес:

а — зависимость коэффициента K от r/D; б — зависимость допускаемого напряжения  $[\sigma]$  от твердости обода; 1 — N = 10<sup>6</sup>; 2 — N = 10<sup>7</sup>; 3 — N = 10<sup>7</sup>; 4 — N = 10<sup>8</sup>; 5 — N = 10<sup>8</sup>; 6 — N = 10<sup>8</sup>.

### 7.47. Размеры (мм) и допускаемые нагрузки (кН) на ходовые колеса с неметаллическими ободьями

Размеры (см. рис. 7.17)			Допускаемая нагрузка	
D	d	B	Материал обода	
			резина	полиуретан
150	100	50	2,25	5,0
250	190	50	4,50	8,0
300	200	90	9,0	17,0
500	370	85	13,0	23,0

Распределенная нагрузка (МПа) на колеса из серого чугуна, перемещающиеся по плоским рельсам,

$$q = \frac{P}{BD} < [q] \leq 2,5, \quad (7.9)$$

где  $P$  — максимальная статическая нагрузка на колеса, кН;  $D$  — диаметр колеса, см;  $B$  — ширина рельса.

Для рельсов с закругленной головкой значения  $[q]$  следует уменьшить на 25 ... 30 %.

Для выбора колес с ободами из резины и полиамнда могут быть использованы данные табл. 7.47 [129].

### 7.7. УСТАНОВКА ХОДОВЫХ КОЛЕС

Ходовые колеса устанавливают на неподвижной оси или на вращающемся валу. В первом случае упрощается конструкция подшипникового узла и снижается общая металлоемкость узла установки колеса. Однако усложняется монтаж и демонтаж колеса, вследствие уменьшения расстояния между подшипниками, возрастают радиальные нагрузки на них от осевых усилий. Для приведения колеса во вращение может быть использован только открытый зубчатый венец. Указанный фактор ограничивает применение колес, установленных на неподвижной оси. Эти колеса могут быть применены на кранах с ограниченной интенсивностью использования.

Наиболее часто применяют колеса с отдельными венцами, посаженными на заточку колеса. Венцы фиксируют против проворачивания запрессованными штифтами (рис. 7.19, а). Применяют также крепление венцов с помощью болтов с натягом (рис. 7.19, б). Для кранов группы режима 1К ... 3К применяют колеса, выполненные литыми с венцом. Последний может быть изготовлен с нарезными (рис. 7.19, в) или литыми зубьями. Такие колеса обладают наименьшей трудоемкостью и массой, однако возможность замены венцов для ремонта исключена. Для повышения долговечности зубья можно подвергать цементации.

В колесе, показанном на рис. 7.19, в, подшипники посажены на втулку, что позволяет полностью собрать и отрегулировать колесо до установки на ось. Для предотвращения проворота втулки на одном из ее торцов предусмотрен уступ.

В мостовых однобалочных кранах, разработанных ВНИИПТмашем (рис. 7.20), вал колеса является опорой для подвешенного редуктора. У ведомого колеса имеются подшипниковые узлы, однако отпадает необходимость в наличии ступицы, что позволяет упростить конструкцию и снизить металлоемкость колеса.

Предусмотренное в конструкции колеса (см. рис. 7.20) фиксирование подшипников в осевом направлении с помощью закладных пружинных колец может быть рекомендовано только для кранов с ограниченной интенсивностью эксплуатации, перемещающихся со скоростью от 0,8 до 1,0 м/с.

Колеса устанавливают на вращающемся валу с помощью шпонки. В сопряжении вал — ступица могут быть применены эвольвентные шлицы с натягом на их боковые поверхности.

Получает распространение установка колеса с передачей крутящего момента силами трения. В данном случае ходовое колесо устанавливают на конусную шейку вала. При саморазмозащем соединении (конусность 1 : 10 ... 1 : 20) обеспечивается передача крутящего момента. Для гарантированной затяжки на свободном конце вала предусмотрена нажимная шайба,

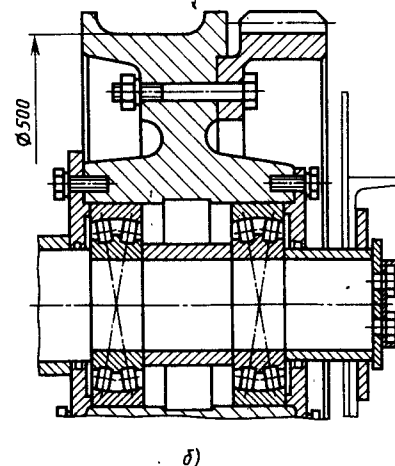
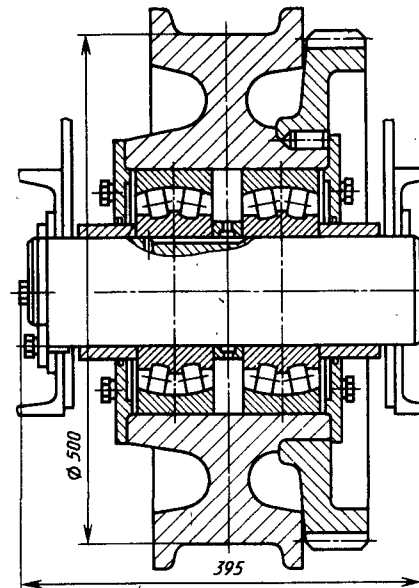
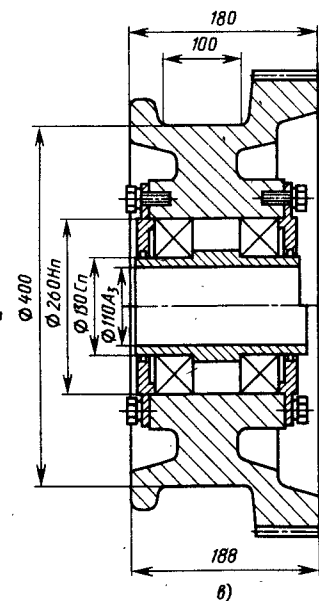


Рис. 7.19. Ходовые колеса, смонтированные на неподвижной оси:

а — колесо козловых кранов; б — узел болтового крепления венца; в — колесо с венцом



между которой и внутренним кольцом подшипника размещают тарельчатую пружину.

Демонтаж колеса осуществляют путем подачи под ступицу через центральное сверление вала масла под высоким давлением. Для предохра-

нения от коррозии контактирующие поверхности вала и колеса покрывают защитным лаком.

В кранах группы режима 1К ... 5К все более широко применяют установку валов ходовых колес с помощью фланцевых подшипников.

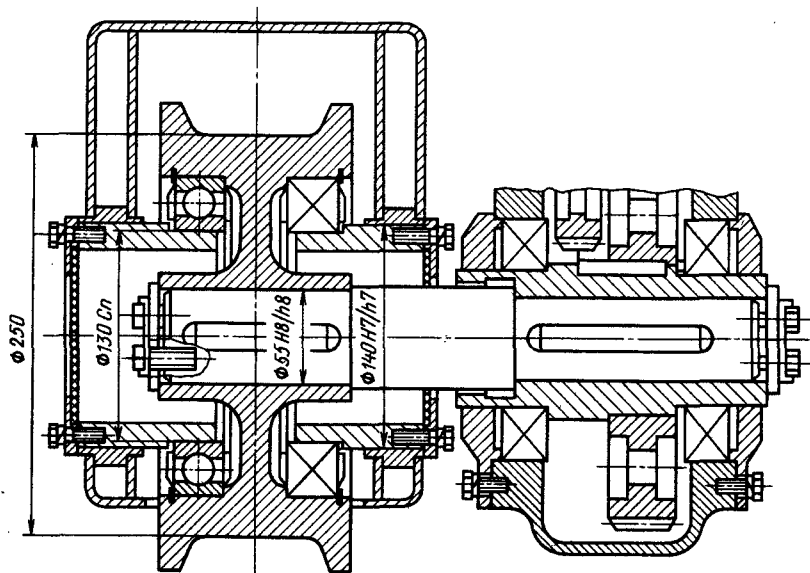


Рис. 7.20. Ходовое колесо, установленное на подшипниках втулок кодовой части

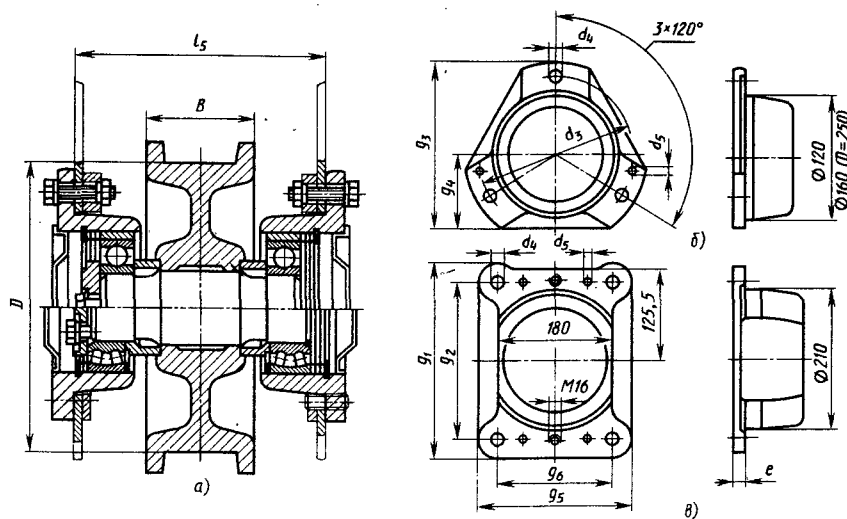


Рис. 7.21. Схема установки кодового колеса кранов фирмы «Малпесманн Demag Fördertechnik»:

а — установка колеса; б — подшипниковый корпус колес ( $D = 160 \dots 250$  мм); в — подшипниковый корпус колес ( $D = 400 \dots 500$  мм)

#### 7.48. Техническая характеристика узла установки холостых ходовых колес

D	B	Размеры, мм											Болты крепления		Масса узла, кг
		$d_3$	$d_4$	$d_5$	l	$g_1$	$g_2$	$g_3$	$g_4$	$g_5$	$g_6$	$g_7$	Размеры, мм	Момент затяжки, Н·м	
160	87	150	14	5	12	—	—	158	65	—	—	170	M12×35	100	16,2
250	100	200	18	5	18	—	—	208	90	—	—	220	M16×45	270	40,2
400	125	—	18	5	30	275	225	—	—	230	180	280	M16×70	270	102,2
500	140	—	22	5	30	275	225	—	—	230	180	320	M20×80	470	242,2

Примечание. D — диаметр колеса; B — наружная ширина обода колеса.

Типовой узел установки ведомых ходовых колес показан на рис. 7.21, а—в; основные размеры приведены в табл. 7.48. Колеса с диаметром 160 и 250 мм монтируют на шариковых, а 400 и 500 мм — на роликовых подшипниках. Наружные обоймы подшипников удерживаются от осевого смещения закладными пружинными кольцами; между обоймами и кольцами размещают дистанционные подкладки. На одном из концов вала устанавливают нажимную шайбу. Корпуса подшипников устанавливают в гнезда концевых балок с зазором; гайки болтов выполнены с центрирующими заточками, входящими в цековки листов балок. Корпус подшипников фиксируют штифтами.

Для кранов относительно небольшой грузоподъемности от 10 до 20 т получает распространение установка ходовых колес в отъемной коробке, прикрепляемой с помощью болтов к концевой балке (рис. 7.22). В результате этого устраняется трудоемкая операция расточки или рихтовки балки. На гранях отъемной коробки предусмотрена система отверстий, что позволяет использовать узел при различных схемах крепления. Наиболее широко применяют установку колес с помощью угловых бус.

Типовая угловая буска показана на рис. 7.23; размеры угловых бусок для колес диаметром 250...800 мм приведены в табл. 7.49. В бусках предусмотрены строганные или фрезерованные посадочные места для подбусовых платнков.

Крышки бус выполнены точеными или штампованными с уплотнительными канавками. На крышках предусмотрены шариковые масленки.

При использовании угловых бусок обеспечивается наиболее быстрая и удобная замена колеса вместе с бус-

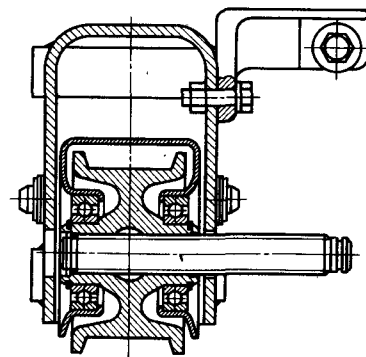


Рис. 7.22. Схема установки ходового колеса в коробке, встроенной в концевую балку

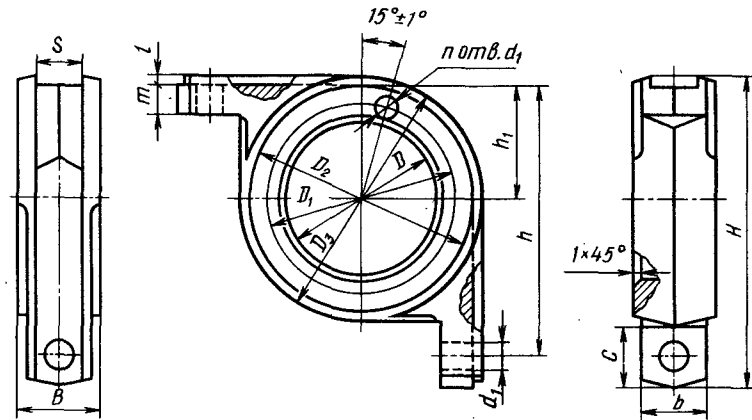


Рис. 7.23. Типовая угловая букса

сами. Однако при этом значительно возрастают металлоемкость и трудоемкость изготовления концевых балок и ходовых тележек. Поэтому угловые буксы целесообразно применять преимущественно для особо интенсивно эксплуатируемых кранов, когда относительно частые операции по замене ходовых колес необходимо выполнять с наименьшими потерями времени.

При возможности расточки гнезд под подшипники (преимущественно в балансирных ходовых тележках) применяют более компактные буксы со сварным основанием и наклонным (обычно под углом 45°) креплением отъемной крышки [19].

На грузовых тележках применяют буксы с наклонным разъемом, основания которых установлены на пальцы, приваренные к раме тележки. Такие буксы менее трудоемки и металлоемки, чем угловые буксы. Однако эта конструкция букс не рекомендуется для тележек интенсивно эксплуатируемых кранов, а также для механизмов передвижения мостов при наличии ударных нагрузок, неблагоприятно влияющих на крепление пальцев.

Горизонтальные направляющие ролики в узлах ходовых частей с безребордными ходовыми колесами следует устанавливать с возможностью регулирования их положения в горизон-

#### 7.49. Основные размеры угловых букс, мм

Диаметр ходового колеса (ориентировочно), мм	D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	d	d <sub>1</sub>	B	b	c	s	m	l	h	h <sub>1</sub>	H	Число отверстий, л	Масса, кг
250	110	130	150	160	17	13	50	40	38	30	20	5	175	75	200	5	5
320	130	155	175	185	17	13	56	46	42	30	20	5	200	88	230	5	8,5
400	190	215	240	250	22	13	74	66	42	50	30	5	270	120	300	5	14,5
500	240	270	300	315	26	22	90	80	48	50	46	5	330	150	365	6	33
560	260	290	320	335	26	22	100	80	48	50	50	6	350	160	385	6	38
630; 710	280	320	360	380	33	22	105	85	60	60	50	8	400	180	440	8	48
800	320	370	420	438	33	26	120	100	60	60	54	8	460	210	500	8	80

тальной плоскости, поэтому их устанавливают на эксцентричную шейку вертикальной оси [114]. При этом узел крепления роликов должен обладать повышенной надежностью для исключения падения ролика.

#### 7.8. МЕХАНИЗМ ПОДЪЕМА ГРУЗА

В серийных кранах используют так называемую развернутую схему с выполнением основных элементов (двигателя, тормоза, редуктора и барабана) в виде отдельных узлов, смонтированных на общей раме и соединенных между собой с помощью зубчатых муфт (рис. 7.24, а). Достоинством таких механизмов является возможность беспрепятственной замены любого из основных узлов; механизмы могут быть выполнены из серийных узлов высокой нагрузочной способности, что позволяет применять их для кранов группы режима до 8К включительно. Недостатки схемы — необходимость устройства достаточно жесткой рамы, трудоемкость точной установки элементов механизмов, а также наличие зубчатых муфт, рассчитанных на передачу значительного крутящего момента муфты барабана.

Другим вариантом развернутой схемы являются механизмы с трехточечным опиранием (рис. 7.24, б). Механизм выполнен в виде одного блока и опирается на три точки: выносной подшипник вала барабана и две опоры редуктора, которые снабжены сферическими шайбами. Предусматривается жесткое соединение выходного вала редуктора и барабана; фланцевый

двигатель закреплен на корпусе редуктора. Благодаря трехточечному опиранию компенсируются первоначальные неточности основания и в определенной мере его деформации. Недостатком такой схемы является невозможность сборки и обкатки редуктора без барабана. Этого можно избежать применением редукторов с полым валом, насаживаемым на вал барабана. На рис. 7.24, в приведена схема механизма с трехточечным опиранием, когда барабан опирается на два подшипника. Редуктор, посаженный на вал барабана, удерживается от поворота с помощью тяги, воспринимающей только продольные усилия.

Получают распространение редукторы с цилиндрическими поверхностями подшипниковых бобышек корпусов редукторов, опирающихся на снабженные соответствующими гнездами листы рамы.

В некоторых случаях, по условиям компоновки или обеспечения увеличенного передаточного отношения, находит применение механизмы с открытой передачей. Как правило, зубчатое колесо выполняется в виде венца, закрепленного на барабане.

Такие механизмы выполняют по различным схемам: с применением специальных редукторов с выносной опорой тихоходного вала, несущего шестерню открытой передачи (рис. 7.24, а); с установкой шестерни на отдельные опоры и др.

Конструкции литого барабана показана на рис. 7.25. Чугунная обечайка барабана посажена на ступицы с натягом. В литой стальной ступице 1 выполнены зубья для сцепления

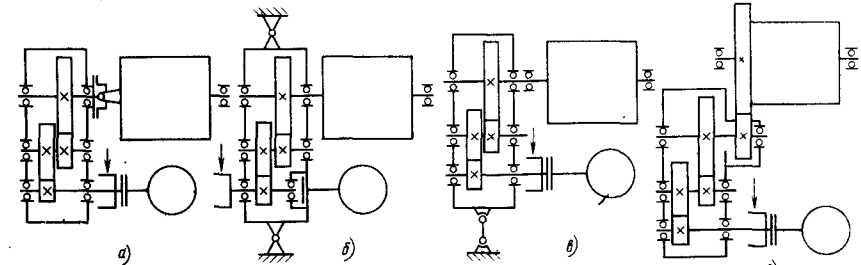


Рис. 7.24. Кинематические схемы механизмов подъема груза:

а — с отдельными узлами; б — с трехточечным опиранием; в — с опиранием барабана на два подшипника; г — с открытой зубчатой передачей

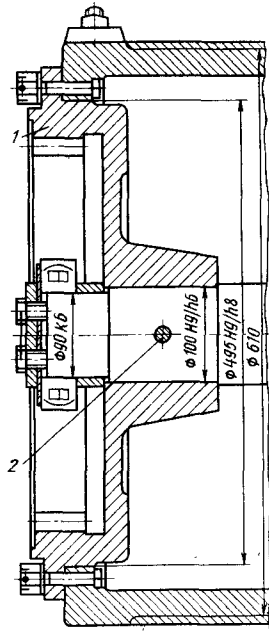


Рис. 7.25. Узел соединения литого барабана с редуктором

с зубчатым венцом выходного вала редуктора. Один конец вала барабана опирается на подшипник выносной опоры, а второй — на подшипник, установленный в гнезде выходного вала редуктора. Полость зубчатой муфты закрыта крышкой из двух частей. Для предотвращения проворота вала относительно ступицы служит штифт 2. Торцовая шайба свободного конца вала барабана имеет зубья для приведения в действие ограничителя высоты подъема.

Конструкция литого барабана относительно сложна в изготовлении и металлоемка.

Находят применение также барабаны со ступицами, выполненные литыми с обечайками, и сварно-литые барабаны.

На рис. 7.26 показаны узлы сварных барабанов. У барабана (рис. 7.26, а), предназначенного для кранов грузоподъемностью 10 ... 12,5 т, обечайка выполнена из трубы. Цапфы закреплены сварными тарельчатыми

шайбами. К передней ступице болтами прикреплен зубчатый венец соединения барабана с редуктором.

Наиболее надежно крепление цапф сварных барабанов с помощью двух приваренных к обечайке дисков (рис. 7.26, б).

В зарубежной практике вместо зубчатых муфт в сочетании с подшипниками применяют более компактные шлицевые соединения или закладные цилиндрические шпонки (рис. 7.26, в). Такие соединения работоспособны при жесткой раме механизма и точной установке его узлов.

Другие конструкции барабанов и узлов соединения их с редуктором приведены в работах [33, 114].

Барабаны для однослойной навивки должны быть снабжены ребрами, если ветви навиваются от середины барабана к его краям. При навивке одной ветви каната ребра должны устанавливаться со стороны, противоположной креплению каната на барабане.

В кранах группы режима не выше 3К при значительной высоте подъема или с учетом снижения длины барабана иногда применяют барабаны с многослойной навивкой. При наличии нарезки на барабане (желательно с притупленными гребнями для предотвращения повреждений каната) дополнительные канатолокладочные механизмы, как правило, не требуются. Барабаны снабжены ребрами, которые должны быть выше относительно верхнего слоя навитого каната не менее чем на два его диаметра.

Планки крепления каната следует располагать за ребром, предусматривая в последней проход для каната.

В зависимости от конкретных условий компоновки находят применение различные разновидности схем механизмов. Так, тормоз иногда устанавливают на второй конец быстроходного вала редуктора. В механизмах кранов, транспортирующих раскаленные и другие опасные грузы, второй тормоз допускается устанавливать на свободный конец вала двигателя.

Механизмы подъема с планетарными редукторами применяют преимущественно в электроталях.

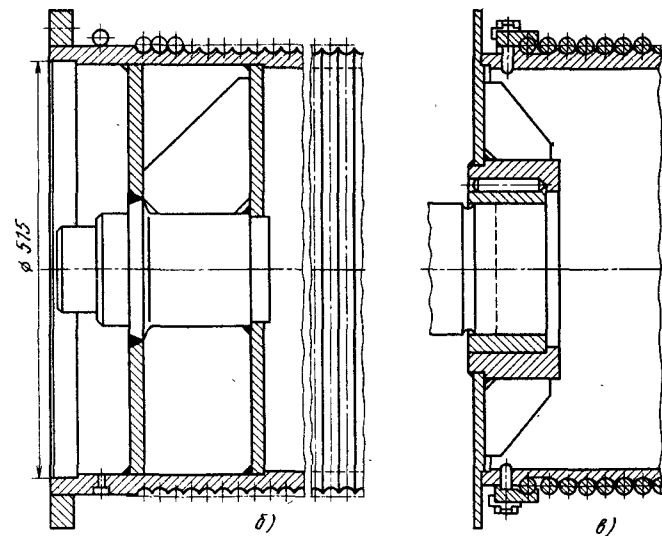
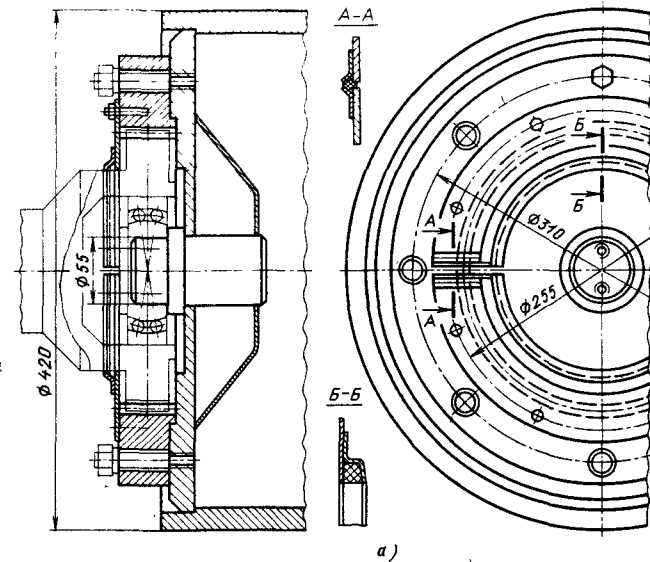


Рис. 7.26. Узлы сварных барабанов:

а — для кранов грузоподъемностью 10 ... 12,5 т с зубчатой муфтой; б — с креплением цапф двумя дисками; в — соединении барабана с валом редуктора с помощью закладной шпонки

### 7.50. Характеристика типовых механизмов подъема груза кранов группы режима 5К

Грузоподъемность, т	Скорость подъема, м/с	Полиспаст		Диаметр барабана, мм	Редуктор		Двигатель		Тормоз
		Кратность	Диаметр каната, мм		Тип	Передаточное отношение	Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	
5	0,16	2×2	13	360	РЦД-350	48	11	925	ТКГ-160
10	0,14	2×2	14	411	РМ-500	48,6	15	935	ТКГ-200
16	0,15	2×3	15	400	РМ-650	40	30	935	ТКГ-300
20	0,15	2×4	15	500	РМ-650	31,5	55	960	ТКГ-400
32	0,10	2×4	21	600	РК-500	30	55	960	ТКГ-400

Планетарные редукторы (муфты) используют в качестве микропривода для обеспечения сниженной установочной скорости.

Основные данные типовых унифицированных механизмов подъема груза (см. рис. 7.24, а) приведены в табл. 7.50. Эти механизмы предназначены для кранов группы режима 5К. При переходе к группе 3К (группа режима механизмов 3М) или группе режима крана 7К (группа режима механизмов 5М) грузоподъемность обычно увеличивается или уменьшается соответственно в 1,25 раза. В ряде случаев такое изменение оказывается возможным с сохранением или частичным изменением (например, передаточного отношения редуктора) узлов механизма.

Для ответственных кранов применяют механизмы подъема с дублированными кинематическими цепями (включая и канатные подвески). Такие механизмы выполняют, как правило, с аварийными тормозами, воздействующими непосредственно на барабан, системами блокировки и диагностики и др. [3].

### 7.9. ТАЛИ

**Ручные тали.** Тали выпускают подвесными с приводом от тяговых цепей. Шестеренные тали (ГОСТ 2799—75) имеют грузоподъемность 0,25... 8 т. Червячные тали без механизма

передвижения (ГОСТ 1107—62) имеют грузоподъемность 1... 12,5 т, а с механизмом передвижения (ГОСТ 1106—74) 1... 8 т. Поставляются тали с цепью, рассчитанной на высоту подъема от 3 до 12 м. Масса талей составляет 3... 4 % массы груза. Практически скорость подъема от 0,02 до 0,001 м/с соответственно для талей грузоподъемностью от 0,25 до 12,5 т.

**Электрические тали грузоподъемностью 0,25... 5,0 т.** Эти тали изготовляют в соответствии с требованиями ГОСТ 22584—77, которым предусмотрены различные исполнения талей: с продольным и поперечным расположением подъемного механизма относительно пути; с шарнирным и жестким креплением ходовых тележек, с одним двухскоростным механизмами; с микроприводом и др. Тали перемещаются по рельсам двутаврового профиля с наклонными полками. Высота подъема 3... 30 м.

Тали с двухскоростным механизмом подъема и микроприводом поставляют по согласованию с заводом-изготовителем.

Группа режима механизмов талей 3М, что ограничивает область их применения; эти механизмы могут быть установлены на кранах группы режима 1К... 4К.

Наиболее распространены электротали с продольным расположением механизма подъема, скоростью пере-

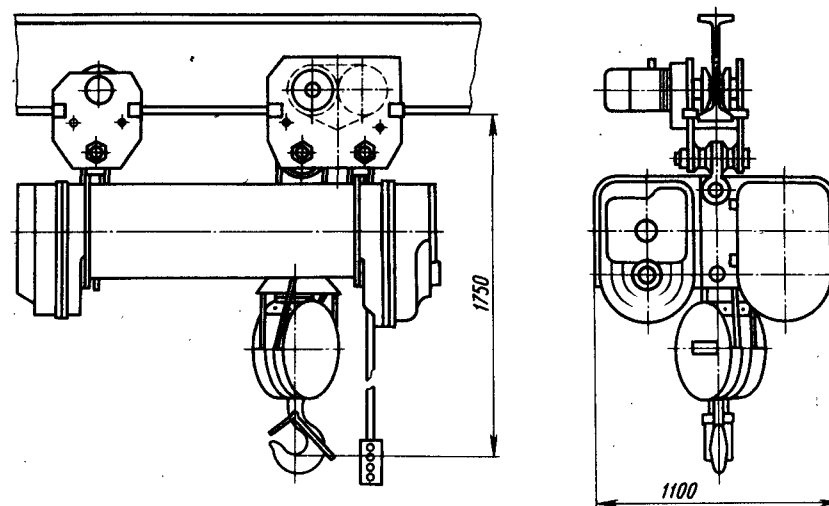


Рис. 7.27. Электроталь грузоподъемностью 10 т

движения 0,3 м/с и односкоростными механизмами.

Следует иметь в виду, что изготовители могут поставлять тали с внешним расположением двигателя механизма передвижения.

Выпускают также тали ТЭ10 грузоподъемностью 10 т с механизмом подъема, образованным двояной электроталью. Высота подъема 18... 24 м. Электротали перемеща-

ются по рельсам из профиля 45М (ГОСТ 19425—74) или профиля 45... 55 (ГОСТ 8239—72). На рис. 7.27 показана таль с высотой подъема 18 м и массой 1,7 т.

При расчете рельсов для талей типа ТЭ необходимо учитывать, что при перемещении крюка в крайнее положение нагрузки на ходовые колеса могут возрасти по сравнению со средними расчетными значениями 28 кН.

### 7.51. Тали грузоподъемностью 3,2... 8,0 т с уменьшенной строительной высотой и высотой подъема 9 м

Грузоподъемность, т	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	L	H	Номер профиля (ГОСТ 19425—74)	Масса, кг	Скорость, м/с	
							подъема	передвижения
2	670	500	910	635	30М ... 45М	405	0,133	0,33; 0,5
3,2	670	500	965	720		460		
5	830	585	995	790		825		
8	730	670	1125	985		1565		

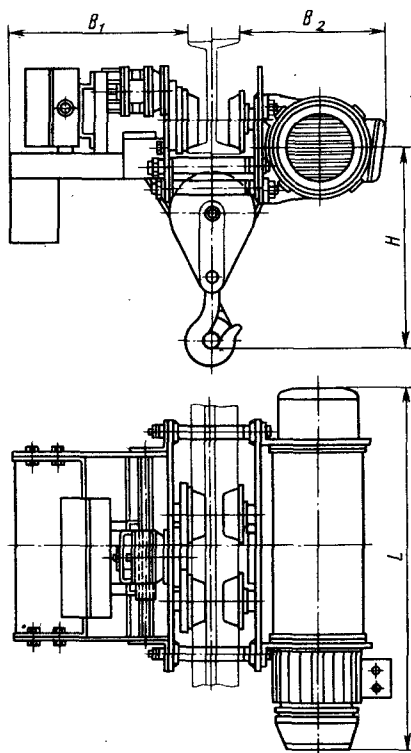


Рис. 7.28. Электротали со сниженной строительной высотой

В СССР используют также тали грузоподъемностью 0,25 ... 12,5 т (производства НРБ). Характеристики этих талей грузоподъемностью 0,25 ... 5,0 т близки к характеристикам талей ТЭ. Однако тали производства НРБ могут быть выполнены со скоростью подъема 0,2 и 0,25 м/с, со сниженной строительной высотой и с установленным на четырехколесную двухрельсовую тележку механизмом подъема.

На рис. 7.28 показана таль производства НРБ с уменьшенной строительной высотой; основные показатели этой тали приведены в табл. 7.51.

Для использования в автоматизированных системах выпускаются тали, оборудованные системой датчиков и микропроцессором, обеспечивающим защиту от перегрузки, отключение механизма подъема при достижении заданной высоты, регистрацию повторяемости перемещения грузов определенной массы и др.

Для работы во взрывоопасных средах выпускают электротали во взрывозащищенном исполнении, а также пневматические тали, характеризующиеся плавной работой.

Цепные электротали обладают относительно малыми габаритами и массой. Высота их подъема 3 ... 6,5 м, а грузоподъемность 100 ... 2000 кг.

### 8.1. БУФЕРНЫЕ УСТРОЙСТВА

Типовые *резиновые буфера* (рис. 8.1) имеют литые амортизаторы из морозостойкой резины средней твердости с пределом прочности при разрыве не менее 4 МПа, относительным удлинением не менее 200 %. Основные размеры и технические данные типовых амортизаторов приведены в табл. 8.1.

Амортизатор крепится к торцовому щиту ходовой части с помощью приварного воротника. Указания по уточненному расчету резиновых буферов приведены в работе [53]. За рубежом применяют буфера из пористых полимерных материалов; при осадке такого буфера воздух выдавливается через поры внутренних полостей, что повышает эффективность его работы.

Особенностью резиновых буферов являются их сравнительно небольшие осадки, однако их долговечность невелика. Поэтому в ответственных случаях, например, для быстроходных грузовых тележек или мостовых кранов, используют пружинные буфера.

Для грузовых тележек применяют устанавливаемые с нижней стороны их рамы *пружинные буфера двустороннего действия* (рис. 8.2). Технические данные буферов такого типа приведены в табл. 8.2. Для повышения устойчивости пружин их выполняют из двух частей, между которыми установлена разделительная шайба. У буферов с энергоемкостью более 3,75 кДж предусматривают вторую внутреннюю пружину. Материал пружин — сталь 60С2, 50ХФА.

Буфера должны поглощать кинетическую энергию масс перемещающегося крана или грузовой тележки:

$$E \geq \frac{m_{кр} + 0,5m_{гр} (0,5v)^2}{2} k, \quad (8.1)$$

где  $m_{кр}$  — масса крана или грузовой тележки;  $m_{гр}$  — масса груза (с учетом

грузовой подвески);  $v$  — номинальная скорость передвижения крана или тележки;  $k$  — коэффициент, учитывающий податливость конструкции крана; для мостовых кранов  $k = 0,80 \div 0,85$ ; козловых кранов  $k = 0,60 \div 0,60$ ; грузовых тележек  $k = 1,0$ .

В ответственных случаях следует применять гидравлические буфера, энергоемкость которых при одинаковых ходах и максимальных усилиях может быть примерно в 2 раза больше энергоемкости пружинных буферов [71].

Для грузовых тележек, при наличии одного мостового крана на крановых путях и отсутствии ограничений габаритной высоты, эффективным может оказаться гравитационный способ торможения. В этом случае концы подтележечных или крановых рельсов выполняют с наклонными прямолинейными участками, сопряженными с горизонтальным рабочим участком, при помощи профилированного переходного участка. Кинетическая энергия движущегося крана (или тележки) расходуется на подъем одной стороны крана на высоту

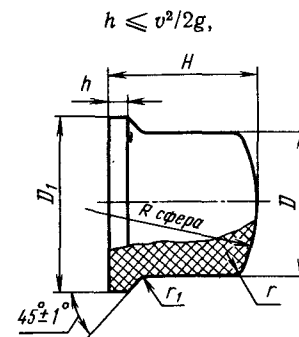


Рис. 8.1. Резиновый буфер



## 8.1. Характеристика резиновых буферов

$D=H$	$D_1$	$h$	$R$	$r$	$r_1$	Масса, кг	Максимальное усилие, кН	Ход, м	Энергоемкость $E$ , кДж
мм									
40	48	5	50	5	3	0,06	3,2	0,012	0,02
63	75	5	80	8	3	0,28	8,1	0,020	0,08
100	115	9	125	12,5	4	1,08	20,5	0,032	0,32
160	180	10	200	20	4	4,4	52,5	0,054	1,43
250	270	12,5	320	32	5	16,5	12,8	0,088	5,60

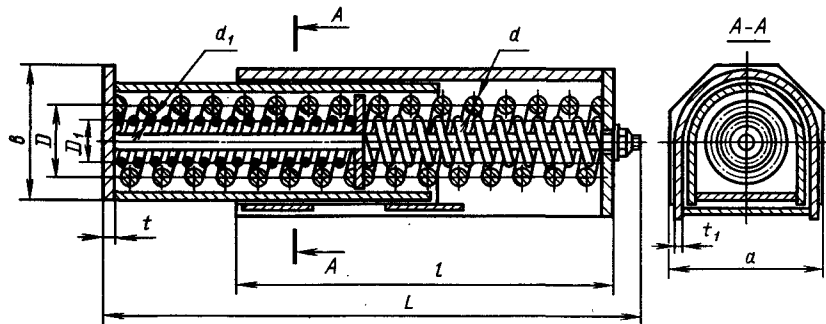


Рис. 8.2. Пружинный буфер

## 8.2. Характеристика пружинных буферов

Энергоемкость, кДж	Ход $s$ , м	Усилие $F$ , кН	Пружина					$H$	$a$	$b$	$t$	$t_1$	$l$	$L$	Масса, кг	
			внешняя			внутренняя										
			$D_1$ , мм	$d_1$ , мм	число витков (полное)	$D_2$ , мм	$d_2$ , мм									число витков (полное)
1,0	0,125	1,6	56	14	18	—	—	—	—	—	—	—	—	—	17	
3,75		4,1	88	22	16	—	—	—	—	—	—	—	—	82		
6,0		6,6	100	25	14	52	12,5	20	—	—	—	—	—	93		
7,5	0,18	8,3	112	28	14	60	14	20	117	220	225	20	8	590	830	100
9,0		10,0	120	30	12,5	64	16	18	—	—	—	—	—	—	110	

где  $v$  — скорость движения крана в момент начала наезда на гравитационное устройство;  $g$  — ускорение свободного падения.

Рекомендуемый угол наклона прамольнойной участка —  $60^\circ$ ; при этом замедление при торможении не превышает  $5 \text{ м/с}^2$  [114].

## 8.2. ВЕТРОЗАЩИТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Козловые краны с пролетом более 16 м и управлением из кабины в соответствии с ГОСТ 23940—79 должны быть снабжены ветроизмерительными приборами.

Мостовые краны, обслуживающие эстакадные установки пролетом от 22,5 до 28,5 м, рекомендуется оснащать этими приборами.

При срабатывании приборы приводят в действие звуковую сигнализацию крана, а при оснащении крана приводными или автоматическими противоугонными захватами — захваты, и отключают механизм передвижения крана.

При использовании нескольких кранов допускается примененне общего прибора, смонтированного стационарно или на одном из кранов.

Так как опасным является действие ветра вдоль крановых путей, краны обычно снабжают ветроизмерительными приборами направленного действия — сигнализаторами давления ветра СДВ-М. Этот сигнализатор содержит датчик и электронный сигнальный блок. Датчик должен быть установлен в наивысшей точке остова крана, т. е. в месте, свободном от аэродинамических помех.

Датчик настраивают на срабатывание при скорости ветра  $12,5 \pm 0,5 \text{ м/с}$ , что соответствует динамическому давлению ветра  $90 \dots 100 \text{ Па}$ ; его можно отрегулировать и на скорости  $10 \pm 0,5$  и  $16 \pm 0,5 \text{ м/с}$ .

Иногда применяют анемометры М-95М-2, разработанные для башенных строительных кранов. Датчик этого прибора имеет трехлопастную вертушку, свободно обдуваемую ветром при любом его направлении. Сигнальный блок анемометра снабжен вольтметром, отградуированным на

скорость ветра  $2 \dots 50 \text{ м/с}$ ; границы срабатывания сигнализации  $12 \dots 24 \text{ м/с}$ . По сравнению с сигнализатором СДВ-М анемометр М-95М-2 менее надежен и более сложен в обслуживании.

Для защиты ветровых датчиков от электрических разрядов в непосредственной близости от них рекомендуется располагать молниеприемники.

Противоугонные устройства должны предотвращать самопроизвольное движение крана и грузовой тележки при ветре давлением, превосходящим допустимое для рабочего состояния крана (обычно  $q = 125 \text{ Па}$ ) и достигающим предельного значения при нерабочем состоянии крана, нормированного ГОСТ 1451—77 для района установки крана.

Оснащение козловых кранов, установленных на открытом воздухе, такими устройствами обязательно. Мостовые краны могут быть не снабжены противоугонными устройствами, если при действии ветра предельного давления при нерабочем состоянии крана коэффициент запаса удерживающей силы, обеспечиваемой тормозами механизма передвижения, будет не менее 1,2. При этом должен быть обеспечен такой же коэффициент запаса сцепления тормозных ходовых колес.

Находят применение противоугонные захваты следующих основных видов: стопоры (фиксаторы), ручные и приводные рельсовые захваты (принудительного и ручного действия).

В козловых кранах применяют стопоры только в особых случаях — в районах с высокой ветровой нагрузкой при нерабочем состоянии крана, и в том случае, если невозможно удерживать краны с помощью рельсовых захватов. Стопоры выполняют в виде закладных штырей, устанавливаемых в гнездо рам ходовых тележек, и проушин кронштейнов якорных блоков, размещаемых у стояночного участка кранового путн.

На рис. 8.3, а показана схема стопора с закладным пальцем, на рис. 8.3, б — схема концевой стопора, снабженного противовесом 2, коромысло 3 которого автоматически соединяется с кронштейном 1 крана при подходе последнего к тупиковому



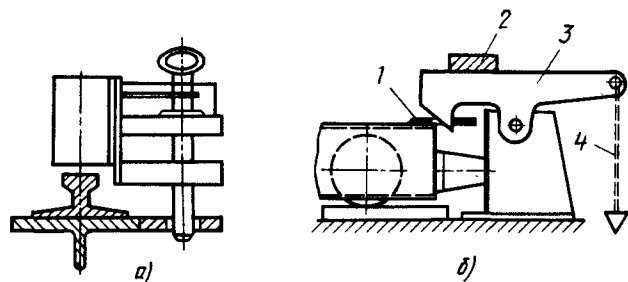


Рис. 8.3. Схемы стопоров:

а — с закладным пальцем; б — с противовесом

упору. Для освобождения фиксатора коромысло разворачивают, воздействуя на тягу 4.

В мостовых кранах иногда применяют *цепи*, соединяющие кран с крановыми путями. Эти краны оснащают также ручными винтовыми домкратами. В отличие от стопоров, домкраты могут фиксировать кран в любом месте пути. Однако приведение в действие домкратов трудоемко. Значение удерживающей силы определяется силой трения между торцами винтов и головками рельсов, т. е. зависит от массы крана, что в ряде случаев оказывается недостаточным для удержания крана.

Козловые краны должны быть оборудованы *противоугонными захватами с машинным или ручным приводом*. При использовании машинного привода должна быть предусмотрена возможность приведения в действие его вручную или фиксация крана с помощью дополнительных ручных захватов или стопоров.

Выбор вида привода определяется предприятием-изготовителем крана. В соответствии со стандартом СТ СЭВ 725—77 козловые краны пролетом более 40 м должны быть снабжены *приводными захватами*.

Рельсовые захваты должны быть выполнены так, чтобы обеспечивалось закрепление крана на всем пути его перемещения. Если применены захваты, губки которых охватывают головки крановых рельсов с нижних сторон, то на каждом рельсе должно быть установлено по два захвата. Этим предотвращается отказ захвата от работы при расположении его над

соединительными рельсовыми накладками.

Ручные захваты просты в изготовлении и надежны в эксплуатации. Однако при внезапном возникновении ветра крановщик или обслуживающий персонал могут не успеть привести их в действие. Часто, в особенности у козловых кранов пролетом 32 м и более, обслуживающий персонал ограничивается установкой захватов только на одной стороне крана, что, однако, не обеспечивает надежной защиты крана от угона ветром.

Этих недостатков лишены приводные захваты принудительного действия и автоматические.

*Автоматические захваты* приводятся в действие при достижении ветром заданной скорости вне зависимости от наличия на кране электропитания.

*Захваты принудительного действия* могут работать только при наличии электропитания, что снижает надежность защиты крана от угона ветром. На практике приводными захватами снабжают преимущественно краны большой грузоподъемности и значительных пролетов, а также специальные краны. Это объясняется относительно высокой сложностью и стоимостью приводных противоугонных захватов, достигающей 10...15 % стоимости крана; внезапным срабатыванием захватов автоматического действия при нередких в эксплуатации отключениях электропитания; необходимостью тщательного регулирования и ухода, так как приводные захваты весьма чувствительны к неисправностям крановых путей.

Удерживающая сила, создаваемая захватом, должна на 15...20 % превышать угонную силу. При определении расчетного значения этой силы, приходящейся на каждый из захватов, следует учитывать наиболее неблагоприятное распределение ветровой нагрузки и горизонтальной составляющей весовой нагрузки между опорами.

При оценке разгружающего действия расчетное сопротивление передвижению следует уменьшать на 50 %.

При расчете захватов действие тормозов следует учитывать только при наличии систем плавной остановки. При этом вводимое в расчет тормозное усилие не должно превышать минимальной силы сцепления, определяемой с учетом уменьшения вертикальной нагрузки.

По способу взаимодействия с рельсами различают *самозатягивающиеся (самозаклинивающиеся) захваты* и *захваты с принудительным зажатием головки рельса*.

Захваты всех типов удерживаются на рельсах силами трения между поверхностями головок рельсов и рабочими поверхностями захвата (губками рычагов, эксцентриками).

Расчетные значения коэффициентов трения  $\mu$  приведены в табл. 8.3.

Рекомендуемый профиль насечки гребка показан на рис. 8.4. Шаг насечки  $K$  обычно принимают равным 3...5 мм, угол  $\gamma = 90 \div 110^\circ$ .

Площадь рабочей поверхности гребка (проекция на плоскость) может быть определена с учетом допускаемых напряжений смятия, принимаемых для закаленных гребков 300...400 МПа, незакаленных 100...150 МПа. Для эксцентриков допускаемые напряжения могут быть увеличены в 1,5...1,8 раза.

Должна быть обеспечена необходимая сила зажатия при уменьшении ширины головки рельса на 8...10 мм в результате изнашивания, а также при опускании гребка относительно проектного положения на 5 мм вследствие износа ходовых колес и рельсов. Крепление захватов к конструкции крана должно быть таким, чтобы обеспечивалась возможность их самостановки по отношению к рельсам.

### 8.3. Значения коэффициента трения

Поверхность губок	Сталь	Твердость	$\mu$
Острая насечка	65Г, 60С2 У8А, У10А	HRC 55	0,3 0,18
Насечка приглушена до площадки шириной 0,15 мм			
Насечка отсутствует	45,50	HB 350	0,15

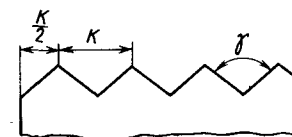


Рис. 8.4. Профиль насечки

вне зависимости от требуемой силы зажатия ручные захваты рекомендуются выполнять только самозатягивающимися.

Конструкции захватов и указания по их расчету приведены в работах [2, 39].

Приводные захваты автоматического действия ввиду возможности резкой остановки крана при отключении электропитания и опасности одностороннего срабатывания, приводящего к возникновению чрезмерно больших нагрузок перекоса, в кранах промышленных предприятий применяют ограниченно.

Из числа приводных захватов принудительного действия наиболее распространены винтовые клиновые захваты, удерживающая сила которых 70...110 кН.

### 8.3. ОГРАНИЧИТЕЛИ ПЕРЕКОСА

Эти устройства должны предотвращать возникающие при движении перекосы остова крана. На козловых кранах ограничители перекоса используют преимущественно для защиты от предельных аварийных нагрузок [2], а на мостовых кранах — для повышения синхронности работы приводов.

Ввиду сложности и недостаточной надежности ограничителей перекоса почти не находят применения на козловых кранах; исключение составляют крупные и ответственные краны, например, судостроительные. Кроме того, недостатком этих ограничителей является неработоспособность при возникновении наиболее опасных экстремальных динамических нагрузок (например, при одностороннем наезде крана на препятствие). В настоящее время краны рассчитывают на предельно возможное усилие перекоса (без возникновения чрезмерно грубых нарушений в эксплуатации).

Для предотвращения нагрузок перекоса следует механизмы передвижения кранов и крановые пути содержать в исправном состоянии, а также соблюдать установленные правила эксплуатации кранов.

Имеются попытки промышленного внедрения ограничителей перекоса, основанных на электронной базе. Регулирующие ограничители перекоса, а также системы типа «электрический вал» также получили весьма ограниченное распространение. Практика показывает, что при исправных надлежащего качества механизмах передвижения и хороших путях перекосы при движении крана не препятствуют нормальной его эксплуатации.

#### 8.4. ОГРАНИЧИТЕЛИ КРАЙНИХ ПОЛОЖЕНИЙ МЕХАНИЗМОВ

Защита от перехода механизмами предельных положений осуществляется конечными выключателями. Эта защита обязательна для механизмов подъема, а также для механизмов передвижения козловых кранов. Для мостовых подвесных поворотных кранов установка конечных выключателей в механизмах передвижения обязательна при номинальных скоростях передвижения более 0,5 м/с. В СССР конечные выключатели изготавливают только для коммутации цепей управления. На некоторых зарубежных кранах особой ответственности применяют конечные выключатели, замыкающие в подъемных механизмах главную цепь и автоматически переводящие электродвигатель в режим динамиче-

ского торможения. Конечные выключатели могут быть рычажными с приводом от рычага и шпindelными с приводом от вала. Контакты конечных выключателей включаются либо в цепь катушки линейного контактора защитной панели крана (рис. 8.5), либо в цепь нулевой защиты магнитных контроллеров соответствующих механизмов и работают на размыкание цепи.

Рычажные конечные выключатели действуют на размыкание контактов путем механического поворота кулачкового барабана. Выключатели с приводом кулачкового барабана от вала, соединенного с редуктором (шпindelные), являются надежными в эксплуатации.

Рычажные выключатели серии КУ-700 имеют контактный узел с двумя контактными элементами мосткового типа. Привод контактных элементов осуществляется от кулачкового барабана, шайбы которого могут перестраиваться потребителем для любой таблицы замыканий в пределах рабочих положений 1—0—1. Выключатели типа КУ-701, имеющие рычажный привод с возвратом в нулевое положение, используют в основном в качестве ограничителей горизонтального перемещения. Выключатели КУ-703 имеют на кулачковом валу двуплечный рычаг. На одном плече постоянно подвешен груз, масса которого достаточна для поворота барабана в сторону размыкания контактов. На втором плече рычага на тростике прикреплен груз массой, превышающей массу груза на рычаге. Грузовой канат пропускается через скобу на подвижном грузе, и при подтягивании подвески к опасной зоне подвеска поднимает подвижный груз, рычаг кулачкового вала выключателя поворачивается под действием веса груза, и выключатель срабатывает на ограничение подъема.

Выключатель КУ-704 на валу кулачкового барабана имеет рычаг в виде трилистника, а барабан фиксируется в соответствующем положении. Выключатели этого типа могут быть пультвыми переключателями, т. е. поворот рычага не только ведет к срабатыванию, но при этом разрешается движение в противоположном направ-

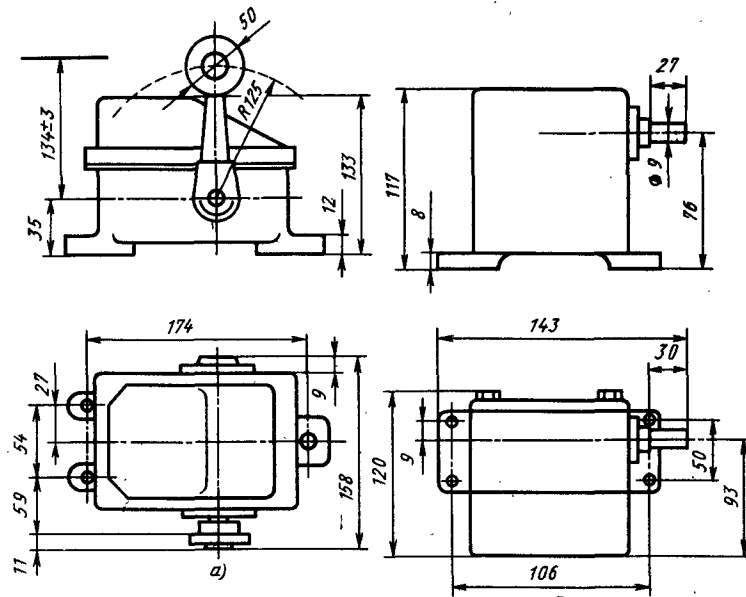


Рис. 8.5. Конечный выключатель:  
а — рычажный КУ-701; б — шпindelный ВУ-250

лении. Рычаги выключателей КУ-701 и КУ-704 могут быть установлены на валу под углом 90° относительно друг друга. Рычаг выключателя КУ-703 установлен только в одном рабочем положении. После срабатывания выключатель КУ-701 имеет еще ход (30...40 мм) для пропуска линейки во время выбега механизма. Выключатель КУ-703 может ограничить только движение крюка вверх. Ограничение движения крюка в двух направлениях может быть осуществлено выключателем, жестко связанным с редуктором или барабаном механизма подъема. Вал выключателя через встроенный червячный редуктор с передаточным числом 1:50 поворачивает кулачковый вал. На кулачковом валу расположены включающие и отключающие кулачки контактных элементов. При этом размыкание или включение контактов происходит мгновенно при освобождении защелки отключающим кулачком. Момент отключения регулируется установкой отключающего кулачка.

Размеры рычажного выключателя КУ-701 приведены на рис. 8.5, а, а шпindelного конечного выключателя серии ВУ-250 на рис. 8.5, б. Техническая характеристика конечных выключателей приведена в табл. 8.4. При установке выключателей на механизмах следует учитывать зону выбега механизма после срабатывания выключателя. В общем виде выбег при торможении (м)

$$\Delta s = v \left[ t_a + t_T + \frac{J_{\text{общ}} \omega_{\text{н}}}{18,5 (M_{\text{торм}} \pm M_{\text{ст}})} \right], \quad (8.2)$$

где  $t_a$  — время срабатывания контактной аппаратуры, с;  $t_T$  — время от момента отключения тормоза до начала торможения, с;  $J_{\text{общ}}$  — суммарный момент инерции, приведенный к валу тормоза, кг·м<sup>2</sup>;  $\omega_{\text{н}}$  — номинальная частота вращения тормозного шкива, мин<sup>-1</sup>;  $M_{\text{торм}}$ ,  $M_{\text{ст}}$  — момент тормоза и момент статической нагрузки, Н·м;

## 8.4. Техническая характеристика конечных выключателей

Выключатель	Привод	Передаточное число редуктора	Скорость механизма, м/с	Категория исполнения (ГОСТ 15150—69)	Степень защиты от внешней среды (ГОСТ 14254—80)	Масса, кг
КУ-701	Рычажный с самовозвратом	—	0,03 ... 2,0	У2	IP44	2,7
КУ-741	То же	—	0,03 ... 2,0	OM1	IP56	4,5
КУ-703	От массы груза	—	0,01 ... 1,0	У2	IP44	10,3
КУ-704	Рычажный с фиксированным положением	—	0,02 ... 1,5	У2	IP44	2,7
КУ-744	Шпиндельный	50	0,02 ... 1,5	OM1	IP56	4,5
ВУ-150	»	50	Без ограничений	У2	IP44	3,0
ВУ-250	»	50	То же	У2	IP44	4,0
УБ-250	»	50	»	OM1	IP56	9,0

Примечания: 1. Механическая износостойкость выключателей составляет  $1 \times 10^6$  циклов ВО (включение-отключение).

2. Коммутационная износостойкость при коммутации постоянного тока 0,7 А (постоянная времени в цепи  $L/R = 0,05$  с; напряжение 220 В) составляет  $0,2 \times 10^5$  циклов ВО.

3. Рабочее напряжение переменного тока до 500 В, частота 50 Гц; рабочее напряжение постоянного тока до 440 В.

$v$  — скорость механизма при начале торможения, м/с.

В случае торможения тормозом ТКТГ при  $t_T = t_a \approx 0,6$  с и типовой контроллерной схеме выбег

$$\Delta s = v \left[ 0,6 + \frac{J_{\text{общ}} n_{\text{н}}}{18,5 (M_{\text{торм}} \pm M_{\text{ст}})} \right]. \quad (8.3)$$

Для снижения выбега  $\Delta s$  следует использовать системы привода с малыми установочными скоростями для работы в зоне возможного максимального выбега.

Если два или более кранов расположены на одних крановых путях, то для предотвращения недопустимых ударов при возможном столкновении краны должны своевременно отключаться и затормаживаться с таким расчетом, чтобы при столкновении суммарная скорость этих кранов не

превышала половины скорости одного из кранов. Наилучшими защитными устройствами от столкновения являются выключатели, действующие по принципу отраженного сигнала (светового, инфракрасного, высокочастотного и т. п.). Однако такие выключающие устройства достаточно сложны и требуют постоянного квалифицированного обслуживания. Наиболее простым способом обеспечения защиты от столкновения является использование вынесенной за пределы крана линейки, воздействующей на выключатель соседнего крана. В этом случае длина линейки для обеспечения приемлемой скорости столкновения

$$s = \frac{8 (m_{\text{кр А}} + m_{\text{гр А}}) v_{\text{А}}^3}{n M_{\text{T}} i_{\text{А}}} + \frac{8 (m_{\text{кр Б}} + m_{\text{гр Б}}) v_{\text{Б}}^3}{n M_{\text{T}} i_{\text{Б}}}, \quad (8.4)$$

где  $m_{\text{кр А}}, m_{\text{кр Б}}$  — масса кранов, кг;  $m_{\text{гр А}}, m_{\text{гр Б}}$  — масса грузов, кг;  $v_{\text{А}}, v_{\text{Б}}$  — номинальные скорости при столкновении кранов, м/с;  $n$  — номинальная частота вращения тормозного шкива,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $M_{\text{T}}$  — тормозной момент тормоза, Н·м;  $i_{\text{А}}, i_{\text{Б}}$  — число тормозов передвижения на кранах.

Из формулы (8.4) следует, что защита от столкновения с помощью конечных выключателей осуществима при скоростях кранов 2 м/с и менее. Эффективная защита от столкновения может быть осуществлена тремя способами с использованием следующих элементов: секционированных троллеев цепей управления, дополнительных троллеев высокого электрического сопротивления и оптического инфракрасного или микроволнового излучателя.

При использовании секционированных троллеев цепей управления по дополнительному секционированному двоянному троллею скользят по одному токосъемнику от каждого из двух кранов. При касании токосъемников разных кранов одного участка дается команда кранам на отключение. Этот способ целесообразен в том случае, если не требуется близкого подхода двух кранов.

При использовании дополнительных троллеев высокого электрического сопротивления вдоль кранового пути проложены два проводника: один — высокого сопротивления 1 Ом/м, а второй — медный. Токосъемник каждого крана поднимает проводник высокого сопротивления, но цепь шунтируется через колеса крана. При сближении кранов возрастает электрическое сопротивление цепи, сила тока в цепи снижается, и происходит срабатывание защиты. Этот способ требует постоянного наблюдения за дополнительным троллеем высокого сопротивления.

При использовании оптического инфракрасного или микроволнового излучателя на кране также устанавливаются отражатель и приемник отраженного излучения. Отражатель устанавливается на определенный угол, соответствующий расстоянию срабатывания. При этом луч излучателя отража-

телем второго крана направляется на приемник, и происходит срабатывание. Такие устройства используют при расстоянии сближения до 12 м и скорости кранов до 2,5 м/с.

## 8.5. ОГРАНИЧИТЕЛИ НАГРУЗКИ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА КРАНОВ

Согласно пункту 172 «Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов», краны мостового типа должны оборудоваться ограничителями грузоподъемности, когда возможна перегрузка их по технологическим причинам. Требования необходимости поставок крана с ограничителем грузоподъемности должны указываться при заказе на кран.

Ограничитель грузоподъемности крана мостового типа не должен допускать перегрузку более чем на 25 %.

К кранам, в которых перегрузки возникают по технологическим причинам, следует отнести грейферные и магнитные, краны предприятий строительной индустрии, используемые для извлечения готовых железобетонных изделий из пропарочных камер; краны, работающие на открытых складах, когда не исключено прилипание или примерзание к грунту поднимаемых грузов; краны, используемые для демонтажа оборудования, и др.

Кроме того, перегрузки могут возникнуть при эксплуатации кранов в обычных производственных условиях вследствие возможных ошибок оператора при визуальной оценке массы поднимаемого груза или нарушений оператором правил эксплуатации кранов.

Оснащение кранов ограничителями нагрузки позволяет сократить число поломок, уменьшить время простоев, исключить опасность для обслуживающего персонала, предохранить от поврежденной оборудование, находящееся в зоне работы кранов, и снизить нагрузки на строительные конструкции.

Рассмотрим график нагружения крана грузом, масса которого превышает номинальную (рис. 8.6), и причины, приводящие к перегрузке крана.

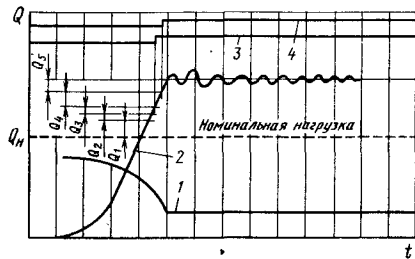


Рис. 8.6. График нагружения крана грузом, масса которого превышает номинальную:

1 — скорость механизма; 2 — нагрузка на механизм; 3 — электрический сигнал с силовизмерительного элемента; 4 — сила тока электродвигателя

Коэффициент возможной перегрузки в общем виде

$$k = \frac{Q_{\max}}{Q_n} = \frac{Q_n + \Delta Q}{Q_n},$$

где  $Q_{\max}$  — максимальная нагрузка, возникающая при подъеме груза массой, превышающей номинальную;  $Q_n$  — номинальная нагрузка.

Абсолютное значение перегрузки

$$\Delta Q_i = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3 + \Delta Q_4 + \Delta Q_5,$$

где  $\Delta Q_1$  — перегрузка, возникающая при первоначальном заданном уровне настройки ограничителя, что обеспечивает нормальный подъем номинального груза при условии, что оператор крана не прибегает к режим переключениям командоаппарата;  $\Delta Q_2$  — перегрузка, вызванная погрешностью срабатывания ограничителя;  $\Delta Q_3$  — перегрузка, вызванная потерями на трение в грузовом полиспасте и механической системе передачи усилия на датчик усилия;  $\Delta Q_4$  — перегрузка, обусловленная задержкой срабатывания контактора от момента формирования сигнала на отключение в датчике усилия до отключения электродвигателя; время размыкания нормально работающих контакторов должно быть согласно паспортным данным 0,02 с; при неудовлетворительном состоянии контакторов это время

может составлять 0,4 ... 0,6 с, что вызовет резкое увеличение перегрузки крана;  $\Delta Q_5$  — перегрузка, возникающая при выбеге механизма подъема после отключения электродвигателя; время этого выбега составляет около 0,2 с.

Из приведенных данных видно, что на конечный результат влияют не только параметры ограничителя, но и параметры крана (приведенные жесткость и масса) и механизма подъема (скорость подъема, инерционность и др.), а также техническое состояние крана, в частности, его электрооборудования. Устанавливаемые на кранах мостового типа ограничители отличаются большим разнообразием. Принципиальные схемы ограничителей рассмотрены в работе [3]. Из этих схем видно, что для размещения датчиков усилия используют уравнительные блоки, навесные или шарнирно опертые редукторы, а также косозубые зубчатые колеса редукторов, которые стремятся сместиться в осевом направлении в результате силы в зацеплении.

Для ограничения смещения перечисленных элементов применяют витые цилиндрические и тарельчатые пружины, торсионы, противовесы, тензометрические датчики, диафрагменные или поршневые гидравлические датчики.

Исполнительными элементами в ограничителях с пружинами являются конечные выключатели, непосредственно выключающие электропривод, или преобразователи, например, потенциометр, которые отключают электропривод через реле; в ограничителях с тензодатчиками — реле; в гидравлических датчиках — контактные манометры.

Наиболее распространены схемы ограничителей с использованием уравнительных блоков, расположенных на раме грузовой тележки. Эти блоки имеют возможность вертикального перемещения по вертикальному направляющему оси блоков или благодаря эксцентричному расположению концов оси относительно среднего участка оси, на котором размещены подшипники блоков. При достижении нагрузки на блоках установленных предельных значений уравнивающий

элемент (пружина, груз, торсион) деформируется, и упор воздействует на отключающий элемент.

Нагрузку можно ограничить установкой на неподвижной ветви грузового каната скобы [39], верхний конец которой прикреплен с помощью зажима к канату, а на нижнем конце установлен отводной блок. В средней части на скобе закреплен стакан с витой пружиной внутри него. В стакан входит шток, на конце которого с наружной стороны имеется второй обводной блок. При огибании этого блока и блока скобы канатом обеспечивается появление горизонтальной составляющей силы натяжения каната. Эта горизонтальная составляющая силы натяжения каната вызывает деформацию пружины, в результате чего пружина с помощью упора и конечного выключателя отключает электропривод.

Известные конструкции ограничителей имеют недостатки. Упругие элементы этих ограничителей, как правило, изготавливают на краностроительных заводах в условиях неспециализированного производства, что сказывается на нестабильности их характеристик. Широко используемые конечные выключатели имеют большие погрешности при срабатывании, что приводит к значительным отклонениям фактических перегрузок кранов по сравнению с заданными.

Ограничителями нагрузок ОНК-М (ранее выпускавшиеся модели имели обозначение ОГП-1 и ОГК-1) оснащены краны стрелового типа. Эти ограничители также можно использовать в кранах мостового типа.

Ограничитель состоит из датчика усилия, релейного блока и панели сигнализации. Действие ограничителя нагрузки основано на принципе измерения нагрузки датчиком усилия в механизме подъема, подаче соответствующего аналогового электрического сигнала на вход сравнивающего устройства релейного блока и срабатывании исполнительного реле в случае превышения аналоговым сигналом опорного сигнала.

Датчик усилия имеет упругое кольцо, деформация которого пропорциональна действующему на него усилию, и высокочастотный трансформаторный

преобразователь, преобразующий деформацию кольца в электрический сигнал. Функции генератора и детектора в высокочастотном преобразователе выполняет микросборка М2ГПМ0031. Зависимость электрического сигнала датчика от усилия является линейной. Датчик размещен в металлическом корпусе (рис. 8.7) влагозащищенного исполнения. Для включения в электрическую схему датчик снабжен штепсельным разъемом.

Релейный блок предназначен для сравнения электрического сигнала датчиков усилия с заданным допускаемым его значением, настройки ограничителя на требуемый уровень допускаемой нагрузки, подачи команд исполнительным устройством крана на разрешение или запрещение работы, а также для переключения сигнальных ламп панели сигнализации.

Панель сигнализации включает в себя миллиамперметр для наблюдения за степенью загрузки крана и сигнальные лампы для контроля работы исполнительного реле.

Установка датчика усилия должна производиться на кране с помощью устройств, обеспечивающих отношение усилия при подъеме груза к предельному усилию датчика:

$$i = S / (0,85P_n),$$

где  $S$  — максимальное усилие при подъеме груза, составляющее 1,25 номинального усилия;  $P_n$  — предельное усилие, измеряемое датчиком.

#### Техническая характеристика ограничителей типа ОНК-М

Номинальные нагрузки для датчика усилия ограничителя исполнения, кН

10	0,49 ... 4,9
10А	0,242 ... 2,45

Деформация динамометрического упругого кольца, соответствующая верхнему пределу измерения, мм

2,2 ... 0,2

Напряжение питания постоянным током, В

12

Допустимые колебания напряжения питания, % номинального значения . . . . . -15 ... +25  
 Потребляемая мощность, Вт, не более . . . . . 9  
 Размеры, мм, не более:

датчика усилия . . . . .	345×230×125
релейного блока . . . . .	415×240×135
панели сигнализации . . . . .	200×120×78
Масса, кг, не более:	
датчика усилия . . . . .	6,2
релейного блока . . . . .	5,0
панели сигнализации . . . . .	0,8

Ограничитель типа ОНК-М в релейном блоке содержит схему задержки времени срабатывания, наличие которой вызвано спецификой работы стреловых кранов. Как показали проведенные исследования [14], время срабатывания ограничителя должно быть минимальным (не более 0,02 с), поэтому схема задержки времени срабаты-

вания при использовании ограничителя в кранах мостового типа должна быть исключена из релейного блока.

В кранах мостового типа можно использовать ограничители типа ОНК-М исполнений 10 и 10А, а также ограничители других исполнений, содержащие датчик угла. В этом случае работа датчика угла должна быть исключена.

Электрическая схема крана при введении в нее ограничителя должна обеспечивать отключение механизма только при работе на подъем. После срабатывания ограничителя включение механизма разрешается только на опускание груза.

Датчик усилия ограничителя может быть установлен на уравнильных блоках механизма подъема кранов (рис. 8.8).

Датчик усилия 8 шарнирно закреплен на стойке 7 с помощью верхней проушины и верхней тяги 6. Стойка установлена на раме 5 грузовой тележки крана. Нижняя проушина датчика усилия шарнирно соединена с

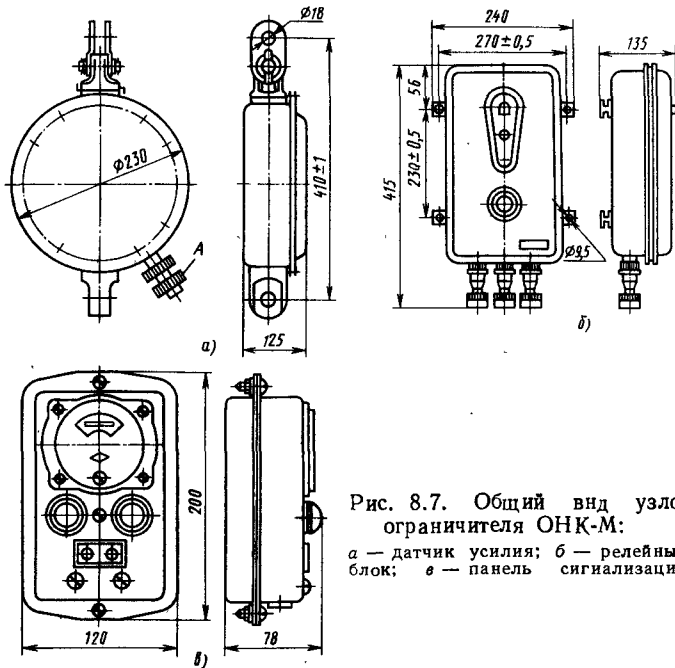


Рис. 8.7. Общий вид узлов ограничителя ОНК-М:

а — датчик усилия; б — релейный блок; в — панель сигнализации

нижней тягой 9. Нижний конец тяги 9 связан с рычагом 4, ступица которого установлена на оси 3 уравнильных блоков 2 и удерживается от проворота шпонкой. Концы оси 3 имеют плоские участки. В ось на этих плоских участках запрессованы вкладыши 12 со сферическими углублениями. Такие же вкладыши 13 установлены в корпусах 10, последние связаны с рамой 5 грузовой тележки. Вкладыши 12 смещены по горизонтали от центра оси на расстояние  $e$ . Ось 3 уравнильных блоков опирается через вкладыши 12 на опорные элементы с минимальной площадью контакта (шарики или ролики стандартных подшипников качения). Корпуса 10 закрываются планками 1 с помощью болтов. Уравнильные блоки 2 огибаются грузовым канатом 11, на котором подвешен грузозахватный орган. Для обеспечения правильного положения системы верхняя тяга 6 снабжена регулируемыми гайками.

В этом ограничителе нагрузка от массы поднимаемого груза передается на уравнильные блоки 2 и ось 3. Благодаря смещению опорных элементов от центра оси на расстояние  $e$  возникает момент, стремящийся повернуть уравнильные блоки вместе с осью и рычагом относительно опорных элементов. Этому повороту препятствует упругий силоизмерительный элемент датчика усилия. При увеличении нагрузки деформации силоизмерительного элемента достигают значений, при которых в датчике усилия формируется электрический сигнал, передаваемый на релейный блок и панель сигнализации, размещенные в кабине оператора. Релейный блок отключает электропривод механизма подъема.

При относительной простоте конструкции ограничитель обеспечивает минимальные потери на трение в опорах от уравнильных блоков.

Однако рассмотренная конструкция не может быть использована в кранах, которые не имеют уравнильных блоков, например, в грейферных и магнитных. Поэтому, учитывая наличие практически на всех кранах симметричной навивки двух ветвей каната на барабан, при которой нагрузка на

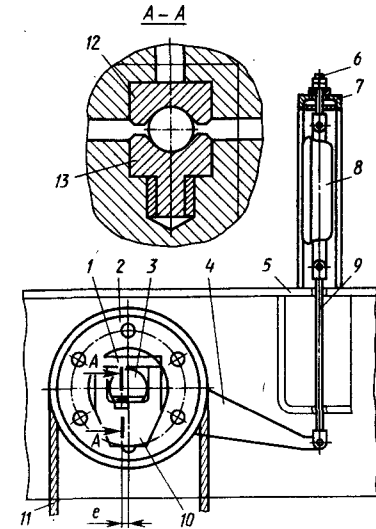


Рис. 8.8. Схема установки датчика усилия ограничителя ОНК-М на уравнильных блоках грузовой тележки

свободную опору барабана не изменяется при подъеме груза, датчик усилия устанавливается на опоре барабана путем замены обычного корпуса подшипника на специальный (рис. 8.9). Такое решение по сравнению с предыдущим универсально и может быть широко использовано в новых и находящихся в эксплуатации кранах, так как занимает ограниченное место и практически не влияет на конструкцию грузовой тележки крана.

Датчик усилия 1 с помощью верхней проушины и тяги 2 связан с кронштейном 3, который прикреплен к корпусу 4 подшипника 5 грузовой тележки, а нижняя проушина датчика соединена с кронштейном 7 на раме грузовой тележки. На стойке рамы грузовой тележки установлена подставка. В корпус 4 и подставку запрессованы вкладыши 12 и 14 со сферическими углублениями.

Корпус 4 опирается на подставку с помощью двух опорных элементов 13, которые смещены на расстояние  $e$  от плоскости симметрии подшипника 5 барабана. Благодаря зазору между корпусом и подставкой обеспечивается

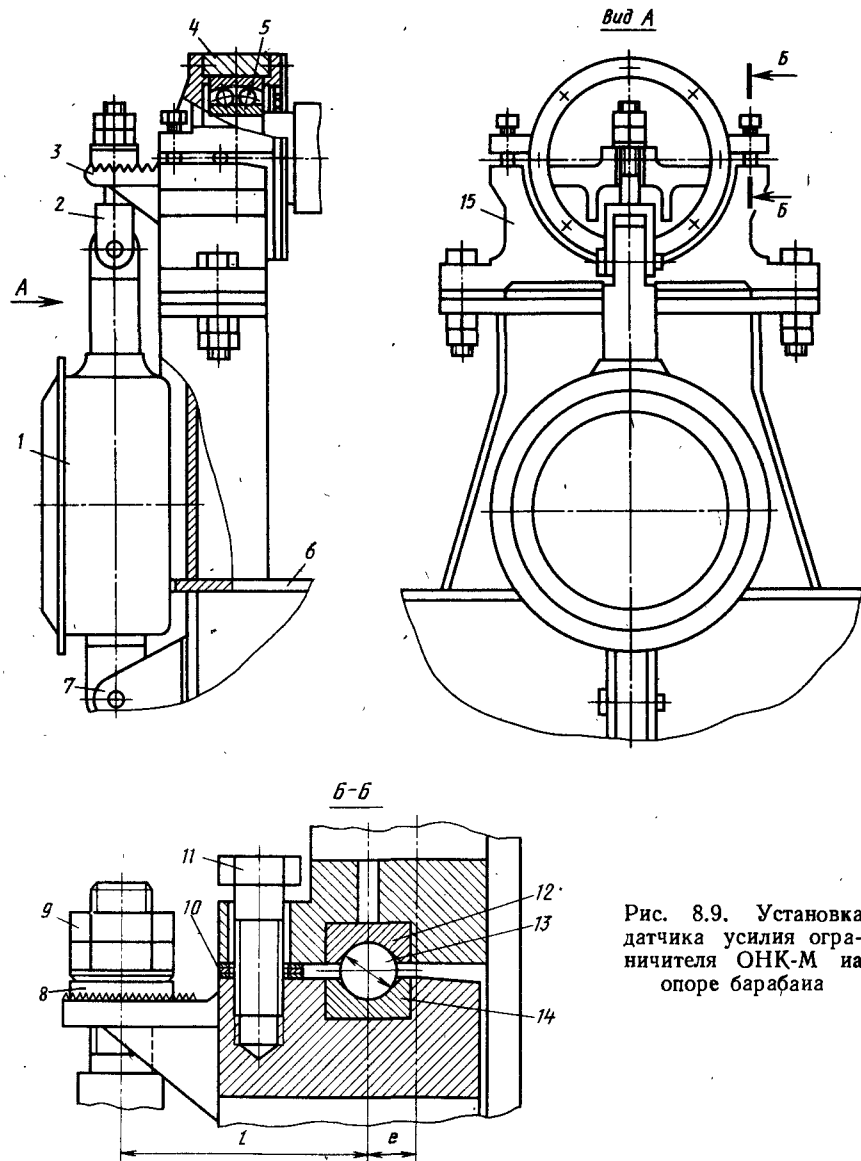


Рис. 8.9. Установка датчика усилия ограничителя ОНК-М на опоре барабана

поворот корпуса на некоторый ограниченный угол. В зазоре установлены шайбы 10, а два болта 11, проходя через отверстия в корпусе 4, ввернуты в подставку. Кронштейн 3 на верхней поверхности имеет насечку, благо-

даря которой шайба 8 с насечкой вместе с тягой 2 может быть перемещена для изменения расстояния  $e$ . Это позволяет изменять нагрузку на датчик усилия при предварительной настройке ограничителя. Для выбора

зазоров в системе на тяге 2 имеются натяжная и контрящая гайки 9.

Болты 11 при установке барабана на опоры и транспортировании грузовой тележки затянуты, благодаря чему корпус 4 относительно подставки неподвижен. Перед вводом крана в эксплуатацию болты 11 вывертывают на 2—3 оборота и стопорят от самопроизвольного вывинчивания; при этом корпус 4 получает возможность

поворота в сторону грузового барабана.

Работает ограничитель следующим образом. При подъеме груза часть весовой нагрузки передается через две ветви грузового каната и вал барабана на радиальный двухрядный сферический подшипник 5. При ослабленных болтах 11 равнодействующая действует на установленный на опорных элементах 13 со смещением  $e$  подшипник барабана, который поворачивает-

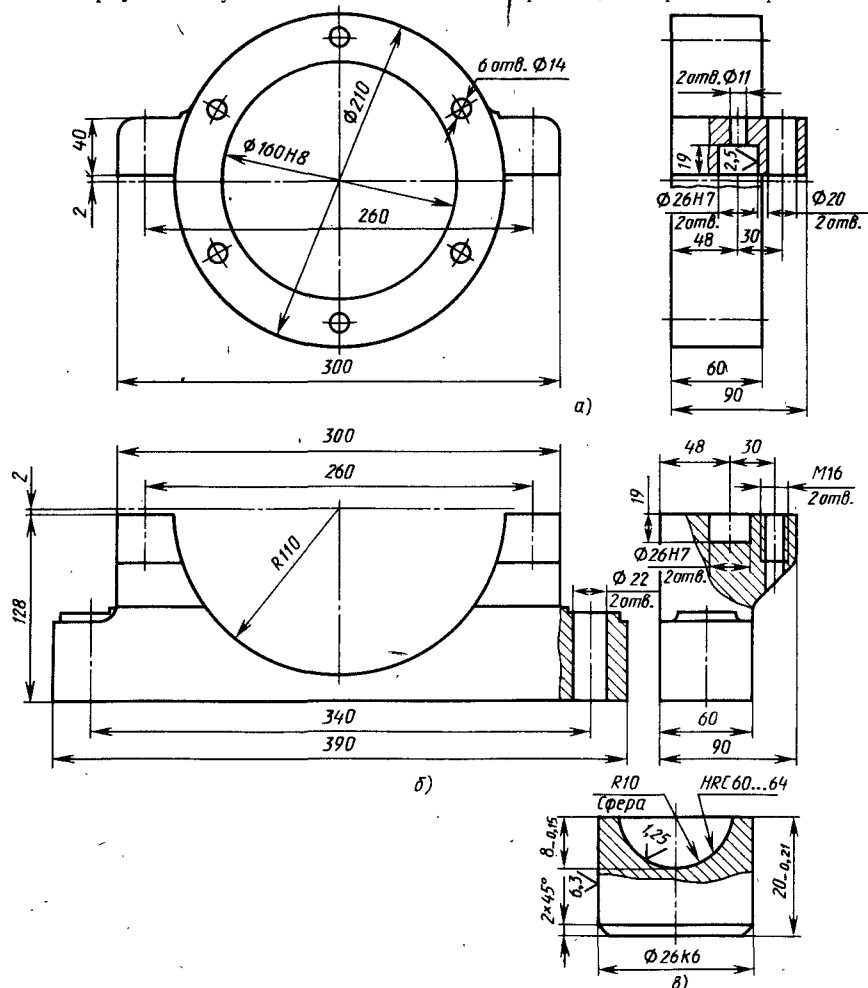


Рис. 8.10. Основные детали опоры барабана:  
а — корпус подшипника; б — подставка; в — вкладыш

ся. Поворот его ограничен датчиком усилия 1. Возникающая предельно допустимая нагрузка на датчик усилия вызывает отключение механизма.

Под действием массы поднимаемого груза нагрузка, воспринимаемая датчиком усилий, может изменяться от значений, близких к нулю, до предельных, вызывая тем самым циклическое нагружение упругого элемента этого датчика, что может значительно уменьшить его долговечность. Во избежание этого в конструкции предусмотрено наличие шайб 10, которые позволяют включать в циклическое нагружение упругий элемент только при нагрузках, близких к предельным, что увеличивает его долговечность.

Основные детали опоры барабана мостового крана грузоподъемностью 16 и 20 т показаны на рис. 8.10.

Совершенствование ограничителей нагрузки идет по пути повышения качества упругих элементов датчиков усилий (шире используются сложные тензодатчики различной формы со стабильными характеристиками, что позволяет их устанавливать не только на уравнительных блоках, барабанах и канатах, но и на элементах металлоконструкций, деталях установки хо-

довых колес кранов и др.), использования микропроцессоров для обработки поступающей информации от датчиков усилия с анализом нарастания нагрузки и внесением необходимых корректировок в работу механизмов крана. Одновременно расширяются функции систем ограничения нагрузки, в них вводятся элементы, обеспечивающие взвешивание поднимаемого груза с его регистрацией печатающим устройством и выводом информации в цифровом виде на табло, расположенное на кране. Такие системы сложны и выпускаются для конкретных кранов.

Дальнейшее повышение эффективности этих систем будет направлено не только на ограничение нагрузки в каждом цикле работы крана, но и на суммирование всех нагрузок, действующих на кран при подъеме груза с учетом их частоты, времени действия и направления за весь срок службы крана. Такие системы позволяют не только обеспечить безопасную эксплуатацию крана при работе с грузами предельной массы, но и запретят эксплуатацию крана при достижении предельного состояния основных элементов конструкции.

**Общие сведения.** Крановые пути должны соответствовать требованиям Правил Госгортехнадзора и завода — изготовителя крана.

Для опорных мостовых кранов рельсы укладывают на подкрановые балки, выполненные из стали, железобетона или в отдельных случаях из дерева.

Требования к типовым стальным балкам пролетом 6 и 12 м регламентирует ГОСТ 23121—78. Железобетонные балки применяют преимущественно для кранов группы режима не выше 6 К.

Для мостовых кранов используют в основном типовые элементы крепления рельсов в соответствии с ГОСТ 24741—81; другие элементы крепления приведены в работах [64, 65].

Точность укладки путей должна быть не ниже указанной в Правилах Госгортехнадзора. В ответственных случаях отклонения от точности укладки крановых путей или взаимного расположения не должны превышать требований стандарта ИСО 8306 «Краны мостовые и козловые. Допуски на краны и пути».

Стыки рельсов следует выполнять сварными. В тех случаях, когда не представляется возможным избежать применения компенсирующих температурных стыков, накладки и болты следует выполнять из стали повышенной прочности (40Х, сталь 65 и др.).

Температурные стыки иногда выполняют с фасонными (косыми) или ступенчатыми концами рельсов. Однако такие стыки более сложны в изготовлении.

Установка рельсов на упругие подкладки улучшает условия работы подкрановых балок и уменьшает уровень шума при работе кранов. Благодаря снижению динамических нагрузок при движении кранов повышается долго-

вечность ходовых частей и металлических конструкций.

Прокладки могут быть изготовлены из листа металла и слоя резины. Металлический лист должен соприкасаться с поверхностью балки яли подкладного металлического листа, а слой резины — с рельсом.

При эксплуатации кранов в зданиях, в которых невозможно обеспечить фиксированное положение рельсов, следует применять специальные виды крепления рельсов и подкрановых балок, обеспечивающие возможность самоустановки и выверки крановых путей [83].

Для мостовых кранов используют крановые рельсы типа КР, железнодорожные рельсы шириной колеи; при ограниченной интенсивности работы (группа режима крана не выше 5К) для крановых рельсов применяют квадратные профили.

**Крановые пути подвесных мостовых кранов** изготавливают преимущественно из прокатных двутавровых балок; для кранов грузоподъемностью более 10 т используют сварные балки. Находят применение биметаллические балки, нижний тавровый пояс которых выполнен из стали повышенной прочности. Сечение этих балок такие же, как и для пролетных балок подвесных мостовых кранов.

Требования к типовым крановым путям регламентирует ГОСТ 26429—85.

Как правило, балки крановых путей крепят жестко к строительным конструкциям, что обуславливает необходимость применения шарнирно-подвижных кареток ходовых частей подвесных кранов.

В ряде случаев крановые пути подвешивают на тросах [75], в которые встраивают гидравлические амортизаторы, что снижает не только уровень шума при движении крана, но и возникающие при этом динамические на-



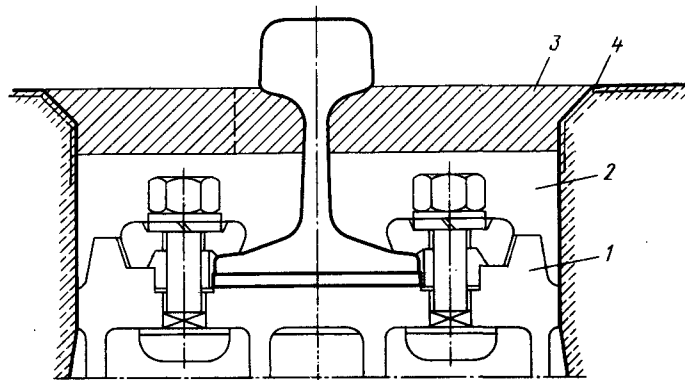


Рис. 9.1. Схема установки кранового пути козлового крана с размещением рельса на одном уровне с головкой покрытия площадки

грузки. Для повышения плавности перехода колеса через температурные стыки последние рекомендуется выполнять со скошенными концами.

Сведения по устройству и расчету путей подвесных кранов приведены в работах [47, 96].

**Крановые пути козловых кранов** в соответствии с Правилами Госгортехнадзора должны соответствовать указаниям завода-изготовителя по устройству рельсового пути. На основании этих указаний владелец крана разрабатывает применительно к конкретным местным условиям проект крановых путей.

Как правило, для козловых кранов грузоподъемностью от 32 до 50 т крановые пути следует укладывать на щебеночно-гравийный балласт. При этом нагрузка на ходовые колеса не должна превышать 200 ... 250 кН. При нагрузках не более 300 кН можно использовать сборно-разборные железобетонные основания и железобетонные шпалы. Для более высоких нагрузок рекомендуется предусматривать пути на ленточном железобетонном основании; их целесообразно устраивать также для кранов группы режима 6К ... 7К независимо от нагрузки.

Конструкции узлов крепления рельсов к основанию для козловых кранов принимают обычно такими же, как и для железобетонных подкрановых балок или шпал [10, 29]. В ответственных случаях рельсы устанавливают

на столиках, закрепляемых на бетонном фундаменте. Предусматривают рихтовку рельсов в горизонтальном направлении с помощью установочных болтов.

На рис. 9.1 показана схема установки кранового пути для козлового крана с размещением рельса на одном уровне с головкой покрытия площадки. Основным элементом этого кранового пути является заглубленный ствол 1 со слоем песка 2, над которым расположена асфальтовая гидроизоляция 3. Борта желоба защищены уголками 4.

Основными элементами кранового пути с щебеночно-гравийным балластом являются земляное полотно, песчаная подушка, балласт, шпалы и рельсы с промежуточными и стыковыми скреплениями.

Для козловых кранов используют железнодорожные рельсы типов Р43, Р50 и Р65; в некоторых случаях могут быть применены рельсы типа Р38. При нагрузках на ходовые колеса 50 ... 70 кН можно использовать рельсы типа Р24.

При выборе материала, конструкции и размеров элементов путей козловых кранов часто учитывают рекомендации, разработанные для башенных строительных кранов (СНиП 3.08.01—83 «Рельсовые пути башенных кранов»). Однако при использовании этих рекомендаций следует учитывать ограниченный срок службы путей башенных строитель-

ных кранов (6 ... 10 месяцев на одном объекте) и низкую интенсивность работы их механизмов передвижения. Поэтому при устройстве путей козловых кранов целесообразно их усилить с учетом нормативов и руководств по устройству железнодорожных рельсовых путей.

В качестве балласта следует использовать щебень из естественного камня или гравий; балласт из песка или металлургических шлаков недостаточно стабилен и применение его нежелательно. При укладке балластного слоя между ним и основанием необходимо дополнительно устраивать песчаную подушку толщиной 150 ... 200 мм.

Стыки рельсов выполняют с применением типовых накладок и размещают между сближенными шпалами.

Возможно применение инвентарных упоров, используемых для путей башенных кранов.

**Расчет крановых путей.** Тип рельса (и ширину квадрата) обычно назначают в зависимости от диаметра ходового колеса с последующей проверкой на изгиб и на контактные напряжения.

Нагрузки для расчета прочности элементов путей мостовых кранов определяют в соответствии с требованиями СНиП 2.01.07—85; для остальных кранов нагрузки определяют с учетом коэффициентов перегрузки и динамических нагрузок.

При расчете рельсов учитывают кромоные растягивающие напряжения

в подошве рельса. При этом значения расчетных сопротивлений  $R_y$  для железнодорожных рельсов широкой колеи типа Р43 могут составлять 150 ... 250 МПа и более; для легких рельсов широкой колеи и узкоколейных рельсов, а также для крановых рельсов типа КР  $R_y = 200$  МПа.

Для рельсов, на которые действуют, кроме вертикальной, и горизонтальная нагрузка, которая превышает вертикальную на 15 ... 20 %, следует также учитывать боковой изгиб и кручение рельсов [29].

При расчете на контактные напряжения иногда оценивают сопротивление усталости рельсов в учет числа проходов ходового колеса [5].

Для расчета путей козловых кранов рекомендуется использовать указания, приведенные в работах [10, 48]. Допускаемые напряжения на элементы пути рекомендуется принимать в соответствии с рекомендациями работы [48].

Толщину песчаной подушки можно включать в расчетную толщину балласта; при этом показатели податливости пути (модуль упругости основания и коэффициент постели полушпал) следует уменьшить на 20 ... 30 %.

В процессе эксплуатации пути могут смещаться; для обеспечения возможности их выверки рекомендуется у обоих торцов путей устраивать осевые знаки [27].



## 10.1. ТРЕБОВАНИЯ К КАБИНАМ

В зависимости от условий работы применяют открытые, закрытые, панорамные, с кондиционером, малогабаритные кабины и др.

Размеры и конфигурация кабины определяются размерами оборудования, устанавливаемого в кабине, и эргономическими требованиями. Необходимо предусматривать достаточный объем внутреннего пространства для свободного выполнения рабочих операций. В кабине выделяются соответствующие функциональные зоны: рабочее место крановщика, место обслуживания оборудования, очистки поверхностей кабины и стажера, проход на рабочие места, свободное пространство. Основная зона — рабочее место крановщика, размеры которого определяют с учетом возможных динамических поз при управлении краном (рис. 10.1) и антропометрических данных человека [8, 113]. Эти размеры заданы в системе координат с началом в точке  $R$ , положение которой определяют с помощью посадочного маиенена (ГОСТ 20304—74).

Размеры рабочего места обслуживания оборудования устанавливаются в зависимости от расположения оборудования. Рабочее место обслуживания оборудования ограничивается размерами площадки пола в положении «стоя» —  $500 \times 600$  мм, в положении «сидя» —  $700 \times 600$  мм.

Положение «стоя» принимается при расположении рабочей поверхности по высоте над уровнем пола в вертикальном ее положении от 1000 до 1500 мм и в горизонтальном от 500 до 1000 мм, в положении «сидя» — соответственно не более 1000 мм и в горизонтальном

положении не более 500 мм. Ширина горизонтально расположенной рабочей поверхности не более 500 мм. Для обслуживания элементов, расположенных выше 1700 мм, должна устанавливаться откидывающаяся ступень с гибким ограждением на высоте 700 мм. Рабочее место (ширина 300 мм) для очистки поверхностей кабины располагается по периметру кабины. Место стажера имеет размеры  $800 \times 500$  мм и откидывающееся сиденье размерами  $300 \times 300$  мм.

Для кранов группы режима 4К ... 6К площадь свободного пространства  $0,7 \text{ м}^2$ , для группы режима 7К ... 8К —  $1,0 \text{ м}^2$  при минимальной ширине 500 мм. Рабочие места и свободное пространство соединены друг с другом дверным проемом и проходом, имеющим минимальную ширину 500 мм при наличии не более одного сужения до ширины 300 мм на длине не более 400 мм и высоте не более 1000 мм.

Кроме обеспечения необходимого пространства, к рабочему месту крановщика предъявляются также требования относительно конструкции кресла и размещения органов управления. Размеры кресла выбирают в соответствии с требованиями ГОСТ 19917—80 с учетом специфики работы крановщика. Так, для неповоротных кресел применяют низкие спинки без подголовников, снижающих обзор. Рекомендуется применять укороченные подлокотники. Кресла должны иметь воздухопроницаемое покрытие и III степень мягкости (ГОСТ 19917—80). Размеры зон расположения рукоятей управления также задаются от точки  $R$  (рис. 10.2). В зонах 1 должны располагаться рукояти управления, в зонах 2 — сигнальные кнопки и аварийные выключатели, а в зонах 3 — кнопки управления краном при кнопочном управлении. Зоны 1 ... 3 расположены горизонтально и отстоят от точки  $R$

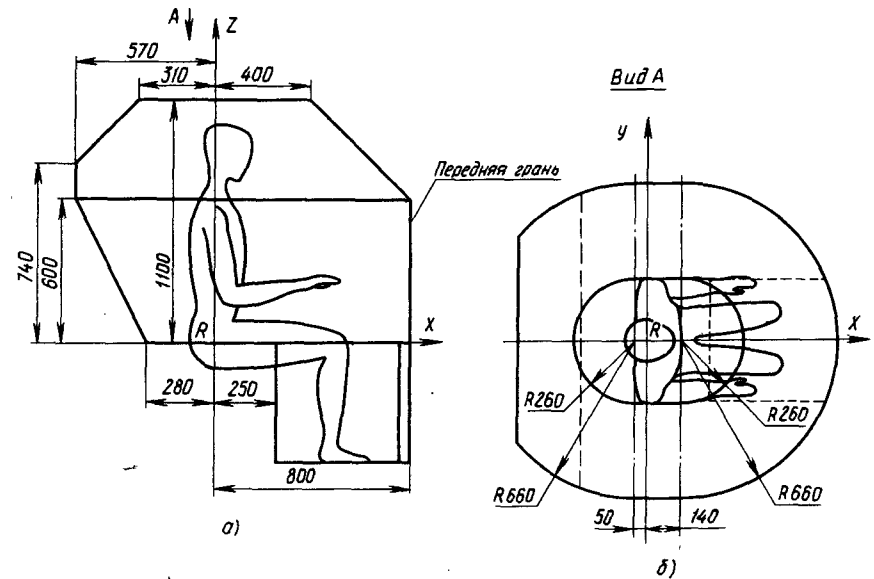


Рис. 10.1. Рабочее место крановщика

соответственно на 130, 20 ... 90 и 130 мм. Расположение зон выбрано исходя из обеспечения максимального удобства управления при одновременном наблюдении за грузом, рабочими (ГОСТ 12.2.032—78).

Одним из важнейших эргономических требований к рабочему месту крановщика является обеспечение хорошей обзорности. Требования обеспечения обзорности определяют форму остекления кабины, ее расположение на кране либо грузовой тележке, наличие поворотного пульта.

Выделяют специальные зоны обзорности, т. е. проводится дифференциация обозреваемого пространства. Основная зона связывается с положением транспортируемого груза. Она располагается на уровне пола цеха и ограничивается крайними положениями грузозахватного органа в пролете и шириной колеи грузовой тележки тогда, когда имеется относительное движение грузовой тележки и кабины. В случае установки кабины на грузовой тележке основная зона имеет форму квадрата со стороной, равной колее грузовой тележки. Дополнительная зона обзора непосредственно примы-

кает к основной зоне и связывается с движением стропальщика и близлежащего оборудования. Она располагается так же, как и основная зона, на уровне пола цеха и имеет размеры,

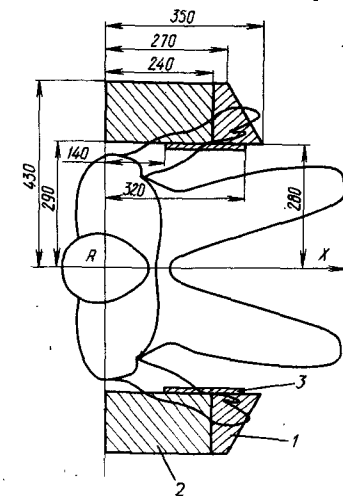


Рис. 10.2. Зона расположения органов управления на рабочем месте крановщика

\* Параграфы 10.1 и 10.2 написаны при участии Федорова А. Л.

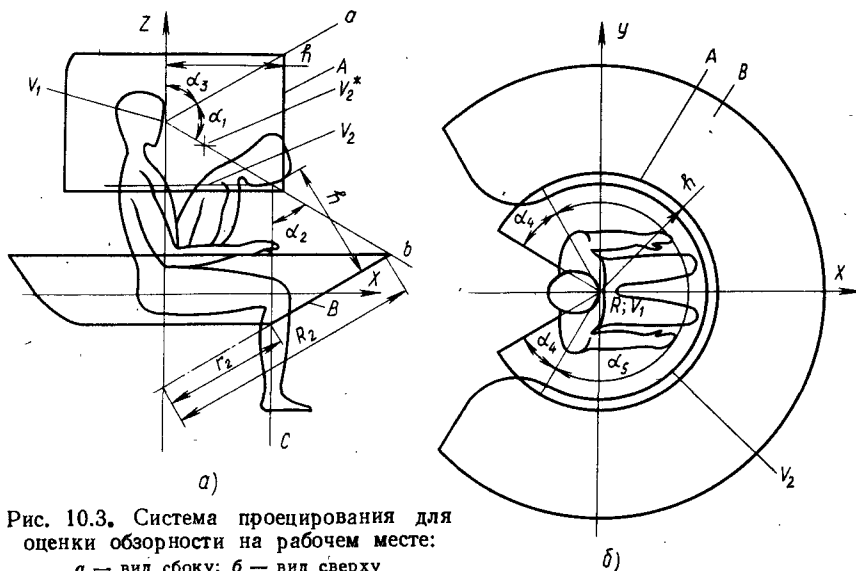


Рис. 10.3. Система проецирования для оценки обзорности на рабочем месте:  
а — вид сбоку; б — вид сверху

ограниченные базой крана и крайними положениями грузовой тележки в пролете, при кабине, не связанной с грузовой тележкой. При креплении кабины на тележке дополнительная зона представляет квадрат со стороной, равной базе крана.

Информационная зона связана с общим расположением оборудования, состоянием грузовых канатов, приемом заказов на обслуживание, расположением соседних кранов и посадочной площадки. В информационной зоне выделены четыре подзоны. Подзона один расположена на уровне пола цеха и имеет ширину, равную ходу грузозахватного органа в пролете, и длину, равную шести высотам подъема. Подзона два расположена вертикально, проходит через центр грузозахватного органа и ограничена крайними положениями грузозахватного органа в пролете, уровнем пола и нижним поясом пролетного строения. Подзона три имеет те же размеры, что и подзона два, но отстоит от нее на расстоянии, равном габаритной ширине крана. Подзона четыре совпадает по высоте с положением посадочной площадки, имеет высоту 1,8 м и длину подзоны один. Для козловых

кранов с неподвижной кабиной подзона четыре не предусматривается.

Для определения обзорности применяют специальную систему проецирования, учитывающую специфику наблюдения крановщика за объектами как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях. Причем обзорность в вертикальной плоскости не приводится к одной точке, лежащей на вертикальной оси [112]. В связи с этим принята система проецирования, учитывающая динамические позы крановщика и состоящая из точки  $V_1$  и окружности  $V_2$ , представляющих центры проецирования (рис. 10.3), и двух поверхностей  $A$  и  $B$ , на которые проецируется изображение. Поверхности  $A$  и  $B$  имеют прямолинейную образующую, что обеспечивает их разворачивание на плоскость. Проецируя на поверхности  $A$  и  $B$  зоны обзорности, элементы кабины, переплеты и другие части металлоконструкции крана, можно графически построить и рассчитать обзорность вновь проектируемой кабины.

Обзорность определяется как отношение площади видимой части зоны обзорности ко всей площади зоны. При испытаниях обзорность опреде-

ляется фотографированием при расположении камеры в центрах проецирования. Устанавливаются следующие значения обзорности: для основной зоны — 90 %, для дополнительной зоны — 85 % и для каждой из информационных — 75 %. Кроме этого, имеется ряд дополнительных требований к обзорности рабочего места крановщика и остеклению кабины. Переплеты остекления не должны располагаться перед крановщиком, т. е. горизонтальные переплеты должны располагаться выше горизонтальной плоскости, поднятой над точкой  $R$  на 750 мм, и ниже плоскости, проходящей через точку  $V_1$  под углом  $45^\circ$  к горизонтали.

Вертикальные переплеты не должны находиться в пределах сектора с вершиной в точке  $V_1$  и границами, образующими с осью  $X$  углы  $30^\circ$ . Должна быть предусмотрена очистка стекол. Необходима установка светозащитных козырьков для кранов, работающих на открытом воздухе и в цехах с повышенным светоизлучением и др. Угол взгляда из точки  $V_1$  на основную зону обзора должен быть не менее  $30^\circ$  и не более  $75^\circ$  при расположении кабины на грузовой тележке. На специальных кранах применяют установку кабины с углом более  $75^\circ$  при опускании грузов в шахты, однако высоту опускания в этом случае контролируют рабочие, имеющие радиосвязь с крановщиком.

Кроме эргономических к кабине предъявляются санитарно-гигиенические требования (уровень шума и вибрация на рабочем месте крановщика), а также требования к микроклиматическим условиям в кабине, чистоте воздушной среды и освещенности.

Характер работы крана с постоянными пусками и остановками различных его механизмов определяет постоянный уровень шума в кабине. Для постоянного уровня шума нормируется эквивалентный уровень звука в дБА. В соответствии с ГОСТ 26696—85 установлены нормы с перспективными показателями уровня шума в кабине.

Эквивалентный уровень звука крана не должен превышать 80 дБА; в дальнейшем эквивалентный уровень дол-

жен быть снижен до 60...70 дБА. Максимальное значение эквивалентного уровня звука не должно превышать 110 дБА, а уровень звука, создаваемого установками кондиционирования воздуха, должен быть меньше уровня звука, создаваемого механизмами крана, на 5 дБА.

Для ограничения уровня шума используют различные средства звукоизоляции кабины относительно металлоконструкции крана, например, резиновые втулки и прокладки. Кроме того, применяют обшивку кабин со звукоизолирующими наполнителями.

На рабочем месте крановщика нормируется общая и локальная вибрация. Общая вибрация контролируется под ногами и на сиденье оператора, локальная — на ручках управления контроллера. Измерения проводятся по трем осям ортогональной системы координат согласно ГОСТ 12.1.012—78. Уровень колебаний вибрации является непостоянным, поэтому используют эквивалентный уровень вибрации. В соответствии с требованиями ГОСТ 26696—85 установлены нормы общей вибрации с перспективными показателями.

Для кранов, выпускаемых до 1991 г., уровень предельного спектра вибростороности не должен превышать 101 дБ; в дальнейшем намечается уменьшение уровня вибростороности до 90 дБ.

При определении уровня вибрации и шума следует учитывать прерывистый режим работы кранов, а также тот фактор, что не все краны работают с полной загрузкой.

Параметры микроклимата в кабине определяются требованиями ГОСТ 12.1.005—76 и имеют следующие значения.

Температура воздуха, °С	22 ... 24
Относительная влажность, %	40 ... 60
Скорость движения воздуха, м/с	не более 0,1

Температура поверхностей кабины должна составлять от  $+20$  до  $+26$  °С, за исключением поверхностей остекления.

ГОСТ 12.1.005—76 регламентирует предельно допустимые концентрации

вредных веществ и пыли в воздухе кабины.

Освещенность рабочего места крановщика должна быть не менее 20 лк при максимальной неравномерности освещенности не более трех.

## 10.2. УСТРОЙСТВО И ОБОРУДОВАНИЕ КАБИНЫ

Кабина состоит из корпуса и элементов оборудования, основными из которых являются кресло-пульт управ-

ления краном, шкаф электрооборудования, кондиционер и др. Корпус открытых и закрытых кабин выполняется С-образной формы, для панорамных кабин — О-образной симметричной формы. Корпус в основном выполнен цельносварным. Его каркас, выполняемый из труб либо из уголков, воспринимает основные нагрузки. При достаточно жестком каркасе возможно применение легкоъемных панелей, стен, пола и потолка с вмонтированным в них оборудованием. Кабина

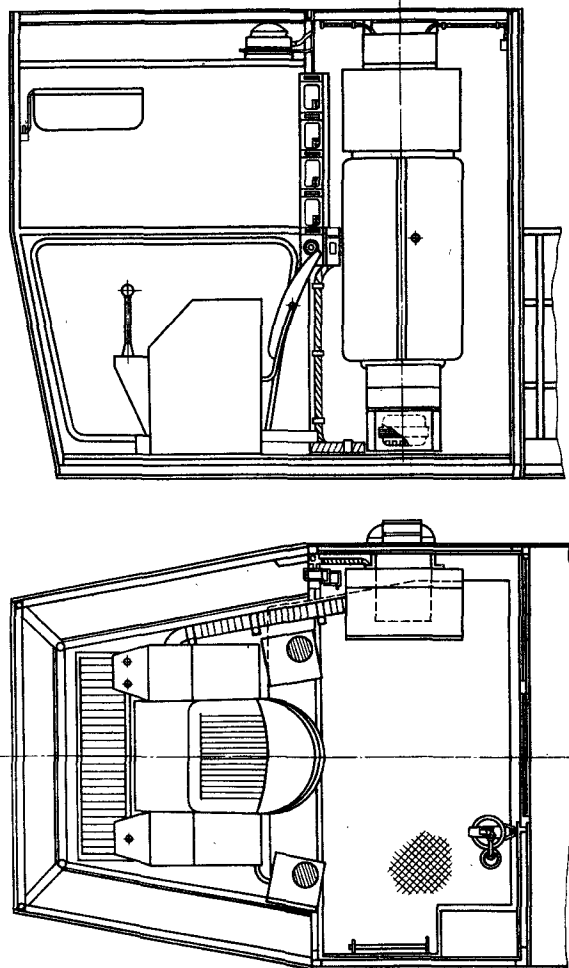


Рис. 10.4. Схема размещения оборудования в кабине

должна быть выполнена с тепло- и звукоизоляцией.

В кабине установлены защитная панель, светильник общего освещения, огнетушитель, шкаф (рис. 10.4).

Для легких кранов группы режима 1К ... 3К предусмотрены малогабаритные кабины с уменьшенной высотой потолка до 1600 мм без места стажера и свободного пространства, что связано с малым временем нахождения крановщика в кабине. Для улучшения обзорности применяют передвижные кабины вдоль пролетного строения и по вертикали. При передвижении вдоль пролетного строения кабину устанавливают на грузовую тележку или на отдельную тележку, жестко связанную с грузовой, тележку, переме-

щающуюся по специальным отдельным путям, и тележку, оснащенную собственным механизмом передвижения.

Перемещение кабины по высоте осуществляют с применением многозвенного параллелограммного механизма и лебедки подъема кабины. При перемещении кабины по высоте, установленной на грузовой тележке, можно контролировать процесс строповки груза, а также возможность выполнения этой операции крановщиком.

Перспективная конструкция крановой кабины, разработанная фирмой «Demag», показана на рис. 10.5. Эта кабина имеет минимально необходимый объем благодаря применению поворотного кресла-пульта с высокими

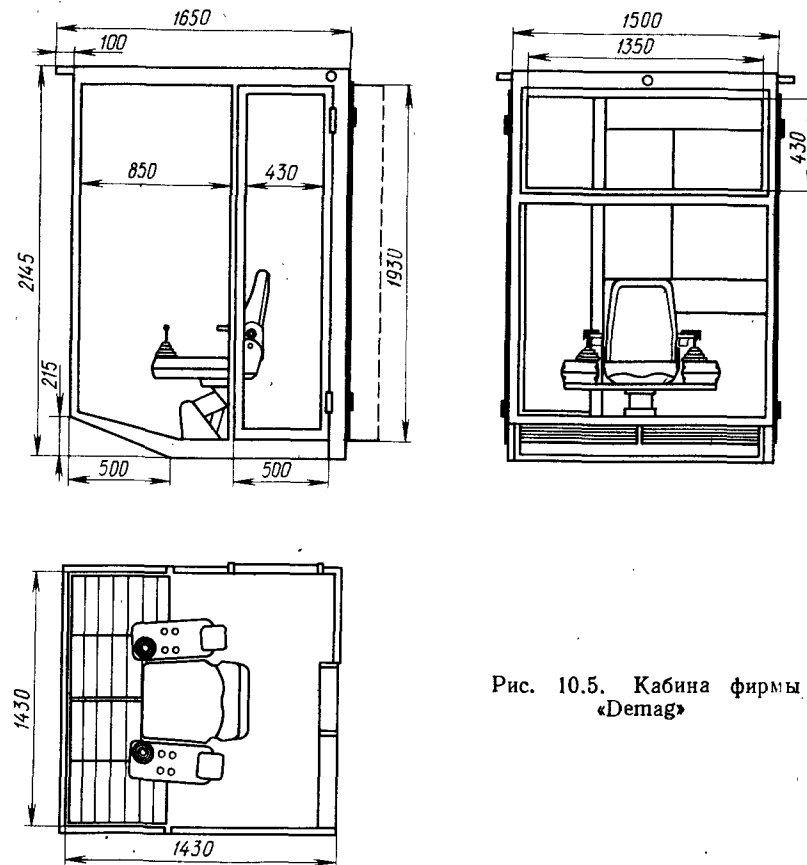


Рис. 10.5. Кабина фирмы «Demag»

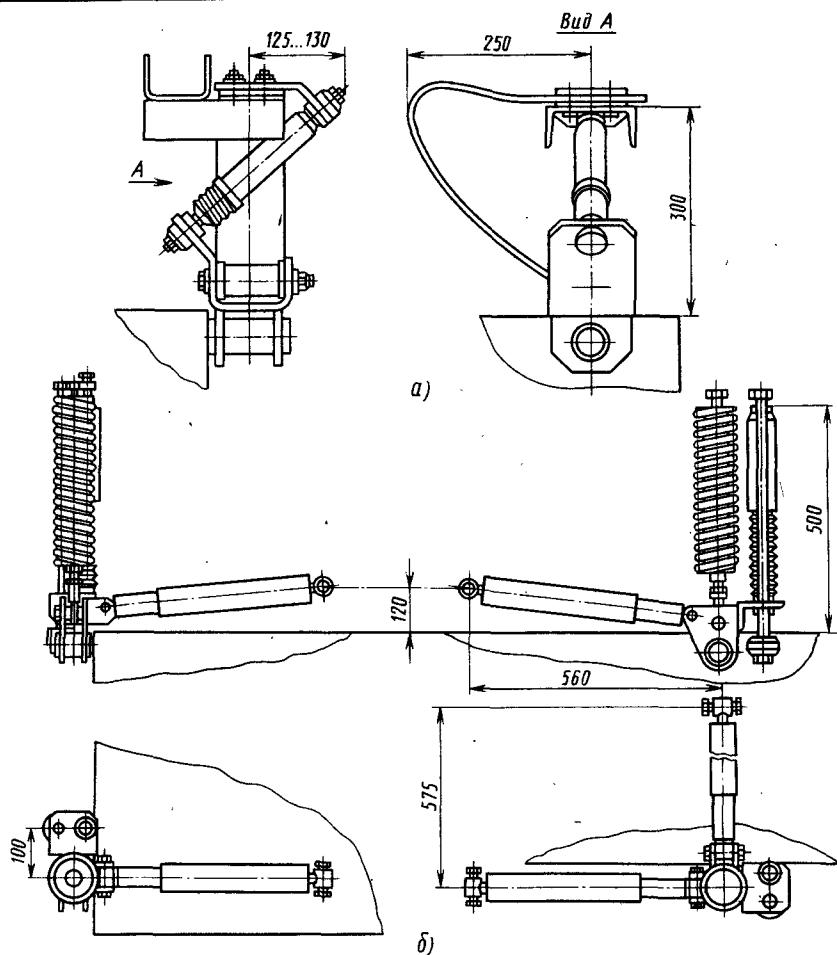


Рис. 10.6. Виброзащитная подвеска кабины:

а — с листовых рессор; б — с цилиндрической пружиной

эргономическими показателями и углом поворота  $270^\circ$ . В необходимых случаях устанавливается виброизоляция кресла-пульта либо кабины в целом. Поворотный кресло-пульт и высокая степень остекления кабины, в частности пола кабины, позволяют получить высокую степень обзорности рабочего места.

Каркас кабины имеет С-образную форму из квадратных труб с трехточечным креплением. В кабине размещен шкаф, вмонтированный в стену

кабины по всей высоте. При эксплуатации в горячих цехах кабина оборудуется кондиционером с фильтрами, навешиваемым на каркас с наружной стороны. Для применения кабины на металлургических кранах она оснащена двойным остеклением, тепловыми экранами и термостатической системой. Имеются средства экстренной эвакуации крановщика через откидывающуюся фрамугу нижнего стекла.

На кранах легких режимов работы используют виброизоляцию кресла кра-

новщика в вертикальном направлении. На кранах тяжелых режимов работы применяют виброизоляцию кабины крановщика в целом. Из существующих конструкций наибольший интерес представляют виброизолирующие подвески кабины, разработанные фирмой «Mannesmann-Deag» [134]. Одна из них состоит из двух С-образных листовых упругих элементов, работающих на изгиб, и двух гидравлических амортизаторов (рис. 10.6, а). С помощью этой подвески можно осуществить виброизоляцию в диапазоне частот более 4 Гц. Кабина имеет трехточечную подвеску, одна из которых расположена в плоскости симметрии кабины, а две другие по углам кабины. Центральная точка закреплена посредством резинометаллического шарнира на жестком кронштейне. Две другие связаны с С-образными упругими элементами и параллельно установленными амортизаторами. Рассмотренная конструкция достаточно проста и эффективна для кранов неинтенсивного использования.

Другая виброизолирующая подвеска (рис. 10.6, б) представляет более совершенную конструкцию и имеет два варианта исполнения. Кабина также имеет трехточечную подвеску, три вертикально расположенных упругих элемента и три параллельно установленных гидравлических амортизатора. Кроме этого, установлено еще три горизонтальных гидравлических амортизатора, два из которых расположены по краям кабины в поперечном направлении, а третий закреплен в средней точке вдоль оси симметрии кабины. Второй вариант этой подвески имеет гидропневматические упругие элементы с возможностью поддержания клиренса на заданном уровне. Демпфирование в этом случае осуществляется дросселированием потока жидкости. С помощью этой виброизолирующей подвески можно осуществить полную пространственную виброизоляцию кабины крана. Она находит применение на кранах неинтенсивного использования при различной жесткости пролетного строения. При использовании подвески первого варианта можно осуществить виброизоляцию в диапазоне частот

более 3 Гц, а второго варианта — виброизоляцию в диапазоне частот 2 Гц.

### 10.3. КРАНОВЫЕ ПУЛТЫ УПРАВЛЕНИЯ И КОМАНДОАППАРАТЫ

**Конструктивные особенности.** Крановый пульт управления представляет собой сборочный узел, содержащий кресло крановщика, регулируемое по высоте посадки на 60 ... 70 мм, и расположенные справа и слева от кресла колонки управления, в которых размещаются необходимые органы управления краном; на колонках имеются подлокотники для опоры рук при управлении краном. Кресло пульта откидывается в сторону для прохода машиниста к рабочему месту. В колонках управления размещены аппараты. Правая колонка имеет два контроллера управления механизмов главного и вспомогательного подъема с двумя независимыми рукоятками управления, амперметр, вольтметр, переключатель амперметра, четыре сигнальные лампы, две из которых указывают на включение механизмов подъема, а две другие могут использоваться по мере необходимости в схеме крана, выключатель питания цепей управления с приводом от индивидуального ключа, кнопку аварийной остановки с ручным приводом.

Левая колонка имеет два контроллера управления механизмами горизонтального передвижения, например, мостом и тележкой или поворотом и стрелой, привод контроллеров от одной рукоятки, которая может перемещаться в двух плоскостях, телефон для оперативной связи с цеховым персоналом или руководителем грузовых операций, четыре сигнальные лампы, из которых две указывают на включение механизмов горизонтального перемещения, две кнопки для использования в схеме крана.

В колонках, кроме указанных приборов, размещены клеммовые сборки с выводами от всех контактов аппаратов и приборов, а также два трансформатора цепей управления напряжением 380/220 В, мощностью по 100 В·А для питания цепей сигнализации и

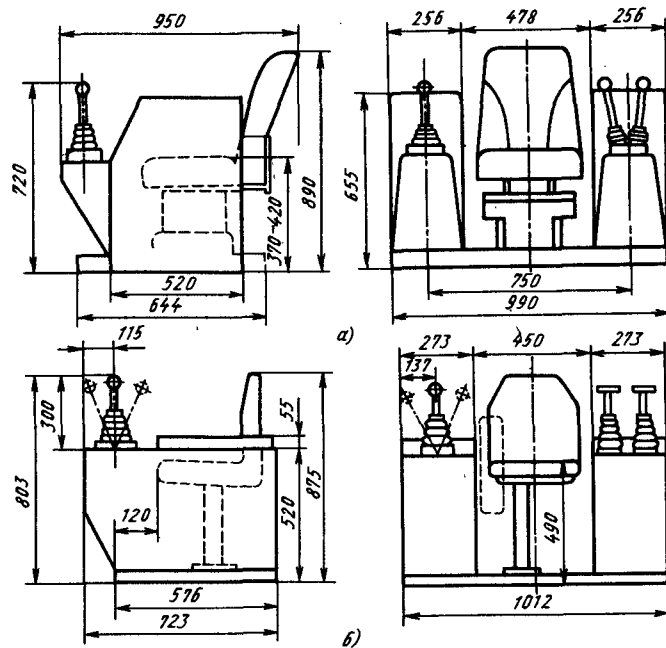


Рис. 10.7. Крановые пульты управления:

а — типа DVP15; б — типа UP35/I

цепей аварийного освещения на кранах.

Пульт венгерской фирмы «Evig» имеет типовое обозначение DVP15; пульт югославской фирмы «Rade Copag» имеет типовое обозначение UP35/I. Степень защиты пультов от внешней среды IP40. Подвод проводов и кабелей к пульту со стороны основания. Колонки пульта имеют съемные боковые щиты для обеспечения доступа к аппаратуре, клеммовым сборкам и приводам контроллеров. Размеры крановых пультов DVP15 и UP35/I приведены соответственно на рис. 10.7, а, б. По электрическим параметрам, схемам и условиям использования оба пульта идентичны и различаются лишь конструктивным оформлением. Масса пультов обоих типов составляет 100 кг; усилие на рукоятках 40 ... 50 Н.

Существующий механический ресурс приводов пультов  $2,5 \times 10^6$  циклов «включение-отключение»; перспективный ресурс будет составлять не

менее  $3,2 \times 10^6$  циклов ВО каждого привода.

Техническая характеристика контроллеров, встраиваемых в пульты управления, следующая.

#### Техническая характеристика

Тип контактов . . . . .	Мостиковые с металло-керамическими серебрясодержащими контактами
Номинальная сила тока при ПВ 40 % . . . . .	35 А
Рабочая сила тока включения . . . . .	70 А
Сила коммутируемого переменного тока: цепь заторможенного асинхронного двигателя с фазным ротором при напряжении 380 В	35 А

при 10 % всех коммутаций . . . . .	70 А
при $\cos \varphi = 0,4$ , напряжении 380 В и частоте 50 Гц . . . . .	25 А
Коммутируемый постоянный ток при $L/R = 0,05$ с и напряжении 220 В . . . . .	1,5 А
Коммутационная износостойкость:	
при нормированных номинальных параметрах . . . . .	$0,2 \times 10^6$ циклов ВО
при силе тока включения и отключения, сниженной в 2 раза . . . . .	$0,5 \times 10^6$ циклов ВО
при силе переменного тока 10 А, напряжении 380 В, $\cos \varphi = 0,4$	$1 \times 10^6$ циклов ВО
Наибольшее число включений в час . . . . .	360
Наибольшее число рабочих положений . . . . .	5—0—5

#### 10.1. Мощность двигателей переменного тока при непосредственном управлении контроллерами пульта управления

Группа режима работы механизмов	Наибольшая мощность управляемого двигателя при напряжении 380 В, кВт	
	при непосредственном управлении	при использовании реверсора для коммутации цепей статора
2М	18,5	30 или $2 \times 15$
3М	15,0	22 или $2 \times 11$
4М	11,0	15 или $2 \times 7,5$
5М	7,5	11 или $2 \times 5,5$

с колонками пультов, по одной-две штуки у каждой колонки. Командо-контроллер разворачивается рукояткой к оператору с таким расчетом, чтобы он мог свободно перемещать рукоятку, не вставая со своего рабочего места.

Командоконтроллер серии ККП-1000 имеет 12 цепей и число фиксированных положений 5—0—5. Коммутационная износостойкость и ресурс не менее, чем у контроллеров пульта управления. Усилие на рукоятке 30 Н. Таким образом, оператор может управлять восемью рабочими механизмами кранов.

**Кнопочные посты управления.** Подвесные кнопочные посты управления предназначены для управления кранами различного типа с пола или с определенного места выполнения погрузных работ.

Пост управления подвешен на стальном тросике под краном и расположен при движении крана на высоте 1200 ... 1300 мм относительно поверхности пола. Пост соединен с устройством управления краном многожильным кабелем в гибкой резиновой оболочке. Пост выполнен со степенью защиты IP30; в дальнейшем степень защиты будет IP44. Типовое обозначение подвесного кнопочного поста — ПКТ. Размеры поста приведены на рис. 10.8. Масса поста 0,45 ... 0,65 кг.

В подвесном poste управления размещено до шести кнопочных коммута-

**Выбор пультов.** С учетом указанной выше коммутационной способности контроллеры пультов могут быть использованы в качестве силовых контроллеров непосредственного управления электроприводами и в качестве командоаппаратов для дистанционного управления посредством магнитных контроллеров. При использовании пультов для непосредственного управления электродвигателями переменного тока с фазным ротором в табл. 10.1 приведены предельные мощности двигателей, которые могут быть использованы при различных группах режима механизмов. По возможным компоновочным схемам пульты DVP15 и UP35/I имеют 18 вариантов. При выборе пульта управления мощность двигателя при непосредственном управлении должна быть не более значений, указанных в табл. 10.1.

Для управления сложными многоприводными кранами в дополнение к пультам управления, позволяющим управлять четырьмя механизмами, могут быть применены крановые командо-контроллеры серии ККП-1000, которые могут быть установлены рядом

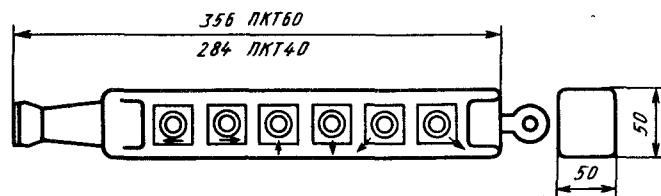


Рис. 10.8. Кнопочный пост управления

ционных элементов и один коммутационный элемент с приводом от индивидуального ключа. Коммутационные элементы в постах имеют одноходовые кнопки с одним включающим и одним размыкающим контактами или двухходовые кнопки, при нажатии которых сначала замыкается один замыкающий контакт и размыкается один размыкающий контакт, а затем при дальнейшем нажатии кнопки замыкается второй замыкающий контакт.

В краностроении используются следующие типы постов.

Пост . . . . .	ПКТ40	ПКТ44	ПКТ60	ПКТ62	ПКТ64	ПКТ66
Число кнопок:						
одноходовых	4	—	6	4	2	—
двухходовых	—	4	—	2	4	6

Пост управления предназначен для коммутации катушек контакторов или магнитных пускателей устройств управления кранами. Номинальное напряжение цепей управления не более 660 В, частота 50 Гц; сила постоянного тока 220 В. Сила переменного тока включения кнопочных элементов 6 А, сила тока при размыкании 1,5 А при  $\cos \varphi = 0,4$ ; сила постоянного тока 0,7 А.

Уровень коммутационной износостойкости коммутационных элементов пульты  $0,1 \times 10^6$  циклов ВО. Механическая износостойкость  $1 \times 10^6$  циклов ВО. Для повышения электробезопасности корпус пульты выполнен из высокопрочной пластмассы, а между токоведущими частями и штифтами кнопок имеется изоляция повышенной прочности.

### 11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МАТЕРИАЛЕ

Правилами Госгортехнадзора предусмотрено, что материалы для изготовления и ремонта металлоконструкций кранов и деталей механизмов должны приниматься в соответствии с государственными стандартами на технические условия (или технические требования) на эти краны. В тех случаях, когда в соответствующем стандарте такие требования отсутствуют или на данный кран не существует стандарта, материал следует выбирать с учетом температурных условий в районе эксплуатации крана по нормативно-технической документации (головных краностроительных научно-исследовательских институтов. На практике особо контролируют материалы для изготовления сварных несущих элементов металлических конструкций и механизмов.

В краностроении в основном используют черные металлы и сплавы на их основе. Неметаллические материалы находят ограниченное применение в слабонагруженных элементах механизмов и электрооборудовании (крышки, корпуса коробок и др.). Эластичные материалы применяют для амортизирующих прокладок и буферов. В отечественном и зарубежном краностроении сплавы на алюминиевой основе используют весьма ограниченно. Это объясняется технологическими трудностями изготовления и ремонта кранов, высокой деформативностью алюминиевых сплавов, а также необходимостью тщательной изоляции алюминиевых элементов относительно стальных во избежание интенсивной контактной коррозии. Специфика применения алюминиевых сплавов в кранах рассмотрена в работах Г. А. Воронцова, Б. С. Левитина. Область применения сплавов на основе меди

в современных кранах ограничена преимущественно элементами механизмов взрывозащищенных кранов.

В соответствии с РТМ 24.090.52—85 для кранов, эксплуатирующихся при температуре ниже минус 20 °С, должна использоваться низколегированная сталь или углеродистая сталь с проверкой ударной вязкости при температуре минус 40 °С. Характеристика сталей для крановых металлических конструкций приведена в табл. 11.1.

В качестве толщины проката (см. табл. 11.1) для прокатных профилей принимают значения толщины полки, приведенной в соответствующих стандартах. Сталь для конструкций, предназначенных для эксплуатации в районах с температурой не ниже — 20 °С, но подлежащих транспортированию, хранению или монтажу при температуре до — 40 °С, следует принимать такой же, как для конструкций, эксплуатируемых при данной температуре. Возможно применение и других сталей, например, низколегированных термоупрочненных (ГОСТ 19282—73), углеродистых (ТУ 14-1-3023—80) дифференцированными по группам механическими показателями. Сталь должна удовлетворять требованиям свариваемости; их ударная вязкость при эксплуатационной температуре должна быть не менее 29 Дж/см<sup>2</sup> на образцах типа 1 (ГОСТ 9454—78). Указания по сварочным материалам приведены в РТМ 24.090.52—85.

В табл. 11.1 представлены также данные, необходимые для расчета конструкций по методу предельных состояний.

Подтележечные рельсы и направляющие изготавливают из углеродистых сталей, часто с повышенным содержанием марганца.

Материалы для изготовления элементов механизмов. Данные об этих материалах приведены в табл. 11.2.

11.1. Характеристика сталей для изготовления крановых металлических конструкций

Сталь	ГОСТ, ТУ	Вид проката	Толщина проката, мм, не более	Нормативное сопротивление, МПа		Расчетное сопротивление, МПа		Область применения при температуре эксплуатации, °С не более	
				Предел текучести $R_{yk}$	Временное сопротивление $R_{mL}$	Предел текучести $R_y$	Временное сопротивление $R_{mL}$	—20	—40 —65
ВСтЗсп5	ГОСТ 380—71	ЛС, ШП, Ф, С	25	235	370	225	350	Н	СН
ВСтЗпс5	ГОСТ 380—71	ЛС, ШП, Ф, С	12 16	235	370	225	350	Н*	СН*
ВСтЗГпс5	ГОСТ 380—71	ЛС, ШП, Ф, С	30	225	370	215	350	Н	СН
		ЛС, ШП, Ф, С	10 16	245	370	235	350	Н	СН
16Д	ГОСТ 6713—75	ЛС, ШП, Ф, С	20	235	370	230	355	Н	—
			40	225	355	220	345		
ВСтГпс	ГОСТ 14637—79	ЛС, ШП	12	295	430	280	410	—	Н*
20	ГОСТ 10705—80	Трубы бесшовные горячедеформированные Трубы сварные	16	245	410	225	350	Н	—
			10	295	430	280	410	—	Н*

Продолжение табл. 11.1

Сталь	ГОСТ, ТУ	Вид проката	Толщина проката, мм, не более	Нормативное сопротивление, МПа		Расчетное сопротивление, МПа		Область применения при температуре эксплуатации, °С не более	
				Предел текучести $R_{yk}$	Временное сопротивление $R_{mL}$	Предел текучести $R_y$	Временное сопротивление $R_{mL}$	—20	—40 —65
09Г2-12	ГОСТ 19281—73	ЛС, ШП, Ф, С	20 32	305 295	440 440	290 280	420 420	Н	СН СН
09Г2С-12	ГОСТ 19281—73	ЛС, ШП, Ф, С Трубы бесшовные горячедеформированные	9 20	345 325	490 470	330 310	465 450	Н	Н Н
ВСтЗсп	ТУ 14-3-377—75	Трубы сварные Ф 219 ... 325 Ф 425	8 10	245	370	225	310	Н	—
10ХСНД-3	ГОСТ 6713—75	ЛС, ШП, С, Ф	20 40	235 225	365 355	230 220	355 345	Н	Н
10ХСНД-12	ГОСТ 19281—73	ЛС, ШП, Ф, С	15	390	530	355	480	Н	СН
15ХСНД-12	ГОСТ 19281—73	ЛС	9 32	345 325	490 550	330 310	465 430	Н	СН

Продолжение табл. 11.1

Сталь	ГОСТ, ТУ	Вид проката	Толщина проката, мм, не более	Нормативное сопротивление, МПа		Расчетное сопротивление, МПа		Область применения при температуре эксплуатации, °С		
				Предел текучести $R_{yL}$	Предел прочности $R_{yH}$	Предел текучести $R_{yL}$	Предел прочности $R_{yH}$	—20	—40	—65
09Г2С-15	ГОСТ 19281—73	ЛС, ШП, Ф, С	11 20	345 325	490 470	330 310	465 430	—	—	Н
ВС-3кп2	ГОСТ 380—71	ЛС, ШП, Ф, С	20 5	235 235	365 365	225 225	350 350	В	—	В
ВС-3лс	ГОСТ 380—71	ЛС, ШП, Ф, С	20	225	370	225	350	В	—	—
ВС-3лс2	ГОСТ 380—71	ЛС, ШП, Ф, С	10	235	365	225	350	—	—	В
ВС-3Глс2	ГОСТ 380—71	ЛС, ШП, Ф, С	16	235	365	225	350	—	—	В

Примечания: 1. ЛС — листовой прокат; ШП — широкополосный; Ф — фасонный; С — сортовой.  
 2. Н — несущие элементы, в том числе подкосы и кронштейны рабочих площадок, подвески кабин; сн — слабонагруженные элементы — ребра жесткости, элементы ремонтных площадок, подставки для установки оборудования, каркасы кабин и др. (расчетное напряжение не более  $0,4 R_{yH}$ ); в — вспомогательные нерасчетные элементы конструкций (лестницы, перила, козухи, обшивки кабин).

\* Приведенные марки сталей только для металлоконструкций кранов группы режима 1К ... 5К.

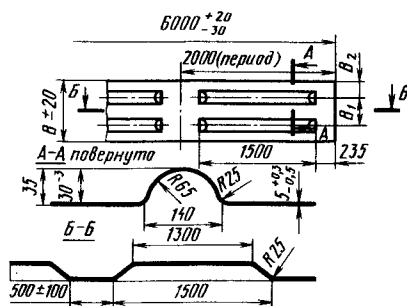
## 11.2. Материалы для изготовления элементов механизмов кранов

Элементы	Заготовка	Материал	ГОСТ	Примечание
Канатные барабаны	Трубы электросварные	Сталь 20	1050—70	— — — Для механизмов группы режима 5М, 6М не рекомендуется
	Отливка	СтЗлс5	380—71	
Канатные блоки	То же	Сталь 35Л-Ш	977—55	— — Для механизмов группы режима 1М ... 3М
	Штамповка	Сталь 45Л-Ш	1412—85	
Корпуса подшипников, включая буксы ходовых колес	Сварная из проката	Отливка	СтЗлс5	— —
		Покровка, штамповка	Сталь 20Л-П	
Зубчатые муфты	Покровка, штамповка	Отливка	Сталь 20	— —
		Отливка	Сталь 40	
Втулочно-пальцевые муфты	Покровка, штамповка	Отливка	Сталь 45-Ш	— —
		Отливка	Сталь 40	
Закладные пальцы	Прокат	Отливка	Ст5	— —
		Отливка	Сталь 25Л-П	
Болты, шпильки, гайки	Прокат	Отливка	Сталь 20	— —
		Отливка	Сталь 25Л-П	



Продолжение табл. 11.2

Элементы	Заготовка	Материал	ГОСТ	Примечание
Тормозные шквны	Сварные из проката и труб	Сталь 35	1050—74	
	Отливка » »	Сталь 45Л-III Сталь 55Л-III СЧ 20	977—55 1412—85	— — Механизмы передвижения и поворота группы режима 1М ... 4М
Валы, осн	Прокат » »	Ст5 Сталь 45 Сталь 40Х	380—71 1050—74 4543—71	—
Корпуса и крышки редукторов	Сварные из проката Отливка »	СтЗпс5 Сталь 20Л-II СЧ 15	380—71 977—55 1412—85	— — Кроме механизмов группы режима 6М
Зубчатые колеса	Прокат » Сварные ободья колес То же Штамповка, поковка То же Отливка » »	Ст5	380—71	—
		Сталь 45	1050—74	—
		Сталь 35		—
		Сталь 35ХГС	4543—71	—
		Сталь 45	1050—74	—
		Сталь 40Х Сталь 45Л-III Сталь 55Л-III СЧ 15	4573—71 977—55 977—55 1412—85	— — — Механизмы группы режима 1М



Однако не исключена возможность использования в обособленных случаях других материалов, например, чугуна со сферондальным графитом для ходовых колес кранов, легированных сталей и других для канатных барабанов кранов группы режима 8К.

Рис. 11.1. Периодические листовые профили:

$B = 1210, 1370$  и  $1570$  мм;  $B_1 = 510, 670$  и  $720$  мм;  $B_2 = 350, 350$  и  $425$  мм

## 11.2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СОРТАМЕНТЕ

В краностроении могут быть использованы все профили [101], выпускаемые промышленностью, а также гнутые профили [28].  
Для кранов специально выпускают листовые профили (рис. 11.1) с перно-

дически повторяющимися гофрами (ТУ 14-2-280—77); материал этих профилей сталь 09Г2, толщина 5 мм. Размеры профилей (мм) следующие:

$B$ . . . . .	1210	1370	1570
$B_1$ . . . . .	510	670	720
$B_2$ . . . . .	350	350	425

## 12.1. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ

Мостовые краны являются основным видом грузоподъемных машин промышленных предприятий. Характеристика основных мостовых крюковых кранов отечественного производства приведена в табл. 12.1, а характеристика специальных, наиболее распространенных мостовых кранов — в табл. 12.2.

Специальные мостовые краны имеют двухбалочный мост и опорную грузовую тележку; их изготавливают на базе крюковых мостовых кранов. Серийно выпускаются также краны во взрывобезопасном и химически стойком исполнении. По отдельным заказам поставляют краны других типов. Начинают внедряться автоматизированные краны.

Отношение пролета  $L$  к базе  $A$  ходовых колес для многокопесных кранов по осям балансиров, а для кранов с безребордными ходовыми колесами по осям направляющих роликов не должно превышать восьми, а для интенсивно эксплуатируемых кранов  $L/A = 6 \div 7$ . При больших значениях  $L/A$  обычно ухудшаются ходовые качества кранов, вплоть до заклинивания колес. Лишь при особо тщательно выверенных ходовых колесах, а также при гарантии исправной работы приводов обенх концевых балок для кранов ограниченной интенсивности эксплуатации можно допускать  $L/A = 9 \div 10$ .

Параметры однобалочных подвесных кранов грузоподъемностью 1 ... 5 т регламентирует ГОСТ 7890—84.

Мосты кранов имеют консоли вылетом 0,3 ... 1,5 м. База ходовых колес составляет 0,16 ... 0,33 пролета. Скорость передвижения крана 0,5 м/с.

Ручные подвесные краны (ГОСТ 7413—80), как правило, комплектуют червячными или шестерен-

ными ручными таями. Мосты их имеют консоли длиной 0,3 ... 1,2 м.

Многопролетные подвесные краны в отечественной практике и за рубежом применяют преимущественно на предприятиях по изготовлению или обслуживанию самолетов. Их выпускают по индивидуальным заказам или небольшими партиями. При грузоподъемности 5 ... 10 т эти краны обычно выполняют однобалочными; длина шарнирно соединенных мостов 60 ... 90 м. При грузоподъемности 100 ... 120 т многопролетные краны изготавливают двухбалочными, в том числе с двумя или большим числом грузовых тележек. Звенья мостов могут разбедняться и их можно использовать в качестве отдельных мостов кранов. Общая длина моста может составлять 90 ... 120 м; скорость передвижения крана 1,5 ... 1,8 м/с.

Однопролетные двухбалочные подвесные краны редко выпускаются зарубежными фирмами.

Требования к опорным однобалочным кранам грузоподъемностью 1 ... 5 т (кран-балки) регламентирует ГОСТ 22045—82.

За рубежом выпускается много различных опорных кранов с электротаями; грузоподъемность их до 16 т, пролеты в основном 13,5 ... 16 м, скорость передвижения крана 1 ... 1,2 м/с; группа режима кранов соответствует группе режима 3К.

Двухбалочные опорные мостовые краны с опорными грузовыми тележками имеют грузоподъемность от 2 ... 3,2 т до 630 ... 800 т. Пролеты этих кранов до 60 м, а высота подъема до 50 м и более. Группа режима двухбалочных кранов от 1К до 8К.

Устойчивая двухрельсовая тележка позволяет монтировать на нее разнообразное рабочее оборудование, поэтому специальные краны в основном выполняют двухбалочными. Масса

## 12.1. Характеристика мостовых крюковых кранов серийного производства

Ходовая часть крана	Мост, грузовая тележка	ГОСТ	Грузоподъемность, т	Пролет, м	Группа режима
<i>Краны с ручным приводом</i>					
Подвесная	Однобалочный мост; ручная таль	7413—80	0,5 ... 5,0	3,0 ... 9,0	1К
Опорная	То же	7675—80	3,2 ... 8,0	4,5 ... 16,5	1К
	Двухбалочный мост; опорная тележка	7075—80	12,5; 2,0	7,5 ... 16,5	1К
<i>Краны с электрическим приводом</i>					
Подвесная	Однобалочный мост: однопролетный	7890—84	1 ... 5	3 ... 15	3К
	двухпролетный		8 ... 10	3 ... 10	3К
Опорная	Электрическая таль	22045—82	1 ... 5	$2 \times 7,5 \dots 2 \times$ $\times 12$	3К
	Однобалочный мост; электрическая таль		1 ... 5	4,5 ... 28,5	3К
	Двухбалочный мост; опорная тележка		5 ... 50	10,5 ... 34,5	3К ... 7К
	То же		6711—81	80 ... 500	10 ... 43
	Однобалочный мост; консольная тележка		50 ... 100	17 ... 50	2К; 5К

## 12.2. Характеристика специальных мостовых кранов серийного производства

Кран	Рабочее оборудование	Грузоподъемность, т	Пролет, м	Группа режима
С гибким подвесом траверсы (в поперечном направлении моста)	Крюковая балочная траверса	2,5 + 2,5 ... 10 + 10	7,5 ... 31,5	7К
Магнитный	Крюк с навесным магнитом	5 ... 20/5	10,5 ... 34,5	7К
Грейферный	Двухканатный грейфер	2 ... 20	7 ... 34,5	7К
С гибким подвесом траверсы и поворотной тележкой	Крюковая балочная траверса	2,5 + 2,5 ... 25 + 25	7,5 ... 34,5	5К; 7К
С двумя грузовыми тележками	Грузовые крюки	5 + 5 ... 20/5 + + 20/5	10,5 ... 34,5	5К; 7К
Магнитно-грейферный со съемным грейфером и магнитом	Грузовые крюки, моторный грейфер, магнит	5/5 ... 20/5	10,5 ... 34,5	7К
С гибким подвесом траверсы (вдоль моста)	Балочная траверса с грузовыми крюками, навесными магнитами	2,5 + 2,5 ... 10 + 10	7 ... 34,5	7К
С механизмом вращения грузового крюка	Крюк, магнит	50/10 ... 50/12,5	19,5 ... 34,5	7К

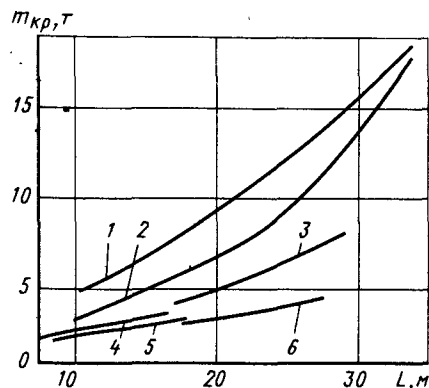


Рис. 12.1. Зависимость массы  $m_{кр}$  мостовых кранов грузоподъемностью 5 т группы режима 3К от пролета  $L$ : 1, 2 — краны с двухбалочным мостом соответственно без кабины управления и площадок обслуживания и обычного исполнения; 3, 4 — опорные краны с электроталиями соответственно с мостом из двутавровой балки и решетчатым мостом; 5, 6 — подвесные краны соответственно одно- и двухпролетные

двухбалочных кранов выше массы однобалочных кранов с электроталиями (рис. 12.1). Однако строительная высота их минимальна и равна высоте механизма подъема; меньше подходы грузового крюка; более надежная работа двухрельсового механизма передвижения тележки. Более удобное обслуживание механизма подъема груза. При необходимости двухбалочный кран может быть снабжен площадками обслуживания. Благодаря жесткой в горизонтальной плоскости конструкции двухбалочного моста краны могут иметь скорость передвижения 1,5... 2 м/с и более.

Подвесные двухпролетные (и более) краны требуют повышенной точности установки крановых путей. Следует учитывать также различные способы передачи нагрузок на строительные сооружения для подвесных и опорных кранов.

Краны с однобалочным мостом и консольной грузовой тележкой получили ограниченное распространение вследствие сложной конструкции и обслуживания. Однако однобалочные мосты обеспечивают наряду с повышенной

пространственной жесткостью сниженные металлоемкости, особенно при пролетах кранов св. 25 ... 30 м. Эти краны обычно применяют при ограниченной интенсивности использования.

Габаритные и массовые показатели мостовых кранов непосредственно влияют на параметры сооружений, в которых они установлены. В особенности это относится к строительной высоте крана (расстоянию от крюка в его высшем положении до верхней точки конструкции крана), подходам крюка к краям моста, длине концевых балок и нижнему габариту моста. Поэтому при проектировании кранов стремятся максимально ограничить эти показатели. Однако краны, используемые для транспортно-технологических процессов, должны надежно работать в условиях интенсивной или весьма интенсивной эксплуатации; здесь габариты обычно не ограничивают.

Мостовые краны с двухбалочным мостом условно можно разделить на три группы (табл. 12.3).

Конструктивные особенности большинства серийно выпускаемых в настоящее время мостовых кранов с двухбалочным мостом соответствуют конструктивным особенностям кранов средней и высокой интенсивности эксплуатации (см. табл. 12.3). Однако для условий малой и ограниченной интенсивности эксплуатации эти краны целесообразно заменять менее тяжелыми и более компактными кранами первой группы. Для условий весьма интенсивной эксплуатации рекомендуется применять характеризующиеся особо высокой надежностью краны третьей группы; необходимость использования их имеет определенные ограничения.

## 12.2. ПОДВЕСНЫЕ МОСТОВЫЕ КРАНЫ

Наиболее распространены однобалочные подвесные краны с мостом двутаврового сечения (рис. 12.2).

Эти краны выполняют с управлением с помощью подвесной кнопочной станции, так как подвеска кабин в них затруднена вследствие малой жесткости несущей конструкции.

Скорость передвижения подвесных кранов 0,5 ... 0,8 м/с, что ограничи-

## 12.3. Характеристика двухбалочных опорных мостовых кранов различной интенсивности использования

Показатели и конструктивные особенности	Интенсивность использования; группа режима крана		
	низкая и ограниченная; 1К ... 4К	средняя и высокая; 5К ... 7К	весьма высокая (краны для черной металлургии); 8К
Скорость, м/с: передвижения крана	0,33 ... 1,0	1,0 ... 2,0	1,5 ... 2,0
передвижения тележки	0,33 ... 0,66	0,50 ... 0,83	0,66 ... 1,0
подъема груза	0,05 ... 0,15	0,10 ... 0,25	0,25 ... 0,66
Группа режима механизмов	1М ... 3М	4М ... 5М	6М
Управление	С пола, дистанционное, из кабины	Из кабины, дистанционное	Из кабины
Пролетные балки	Двутавровые, коробчатые	Коробчатые	Коробчатые
Крепление подтележечного рельса	С помощью сварки; фиксирующими косынками	Фиксирующими косынками	Болтовыми прижимами
Механизм подъема	При грузоподъемности 20 ... 32 т — часто на базе электротали; при большей грузоподъемности — по развернутой схеме	По развернутой схеме	По развернутой схеме
Механизм передвижения крана	Мотор-редукторы, преимущественно с короткозамкнутыми двигателями	Горизонтальный или навесной вертикальный редуктор	Горизонтальный редуктор
Материал блоков, барабанов, корпусов редукторов	Чугун	Чугун, сталь	Сталь
Установка ходовых колес	Без букс, в том числе на неподвижных осях	На вращающихся валах, без букс или с помощью букс	На угловых буксах
Площадки обслуживания	Отсутствуют или уменьшенные с одной стороны	Уменьшенные с одной стороны	С обеих сторон
Масса, %	60 ... 75	100	125 ... 150
Габаритная высота грузовой тележки, %	50 ... 60	100	105 ... 115
Суммарный подход крюка, %	55 ... 70	100	110 ... 125

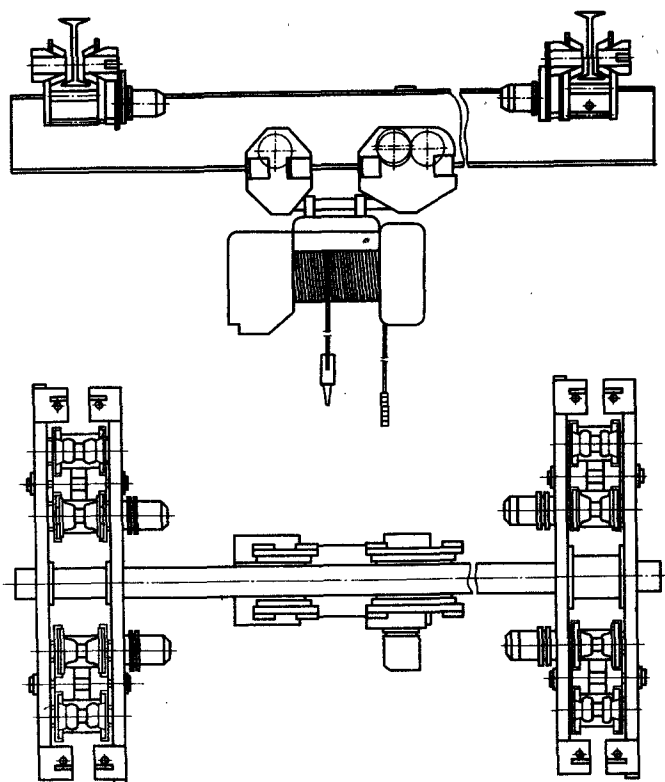


Рис. 12.2. Однобалочный подвесной кран

вает область их применения — группа режима 1К ... 3К. Основным требованием к подвесным кранам является максимальное снижение массы и затрат на изготовление и установку. Эти краны перемещаются по крановым путям из двутавровых балок. Ходовые части кранов часто выполняют с возможностью приспособляемости к отклонениям путей по пролету, хотя имеются и другие решения. На базе типовых моделей подвесных кранов изготавливают различные модификации, существенно расширяющие возможности их применения (табл. 12.4). Основными элементами подвесного крана являются несущая конструкция моста и концевые балки, электротали и ходовая часть.

Мосты изготавливают из двутавровых прокатных балок; при использовании

талей со сниженной строительной высотой и боковым расположением механизмов иногда применяют обладающие высокой жесткостью при кручении коробчатые балки. Для уменьшения строительной высоты крана концы балок можно выполнять ступенчатыми.

Концевые балки, показанные на рис. 12.3, а, выполняют наиболее просто. Однако при использовании этих балок увеличивается строительная высота крана. Этого недостатка лишена концевая балка, показанная на рис. 12.3, б, выполненная из двух корытных профилей, охватывающих балку кранового пути.

Концевые балки соединяют с мостом сваркой или болтами. При соединении болтами предусматривают фиксирующие упоры. Для повышения жесткости крана в горизонтальной плоскости

## 12.4. Модификации подвесных мостовых кранов

Особенности назначения и использования	Конструктивные особенности
Перемещение по неточно установленным или обладающим подвижностью крановым путям	Жесткое крепление концевых балок к мосту
Перемещение по обладающим отклонениями путям	Крепление концевых балок с ограниченной поперечной подвижностью относительно моста
Перемещение по путям переменного пролета; движение по закругленным	Шарнирно-подвижное крепление одной или обеих концевых балок
Возможность перехода электротали на стационарные пути или на смежный кран	Оснащение торцовых частей моста стыковыми замками и блокировочными устройствами
Перекрытие значительных пролетов (30 ... 60 м и более)	Применение многопролетных шарнирно соединенных мостов
Обслуживание участков, расположенных вне пролетной балки	Установка электротали на дополнительной подвижной в продольном направлении моста балке (телескопический мост крана)

концевые балки соединяют с мостом подкосами (наиболее часто при пролетах 7 ... 9 м).

На рис. 12.4, а показана концевая балка с ребордными колесами, на рис. 12.4, б — концевая балка с безребордными колесами и горизонтальными роликами, взаимодействующими с внутренними кромками нижних полок путей. Использование для направления движения вынесенных к торцам балок роликов позволяет уменьшить базу опорных колес и массу балки. Основные размеры и масса концевых балок (см. рис. 12.4, б) приведены в табл. 12.5.

У концевых балок кранов конструкции ВНИИПТмаш (см. рис. 12.2) горизонтальные ролики взаимодействуют со стенкой двутавра кранового пути. Так как толщина стенок у профилей изменяется незначительно, такая установка роликов позволяет монтировать кран на любые крановые пути без дополнительного регулирования ходовой части.

В ходовых частях подвесных кранов применяют также тележки от электроталей.

Если крановые пути выполнены из двутавров с параллельными полками,

то имеется возможность компенсировать отклонения в пролете путей благодаря поперечному смещению колес по полкам. При выполнении крановых путей из двутавров с наклонными полками такая возможность отсутствует, однако должно быть предусмотрено поперечное смещение ходовых колес с одной из сторон крана, или один из путей должен монтироваться на качающихся подвесках.

На рис. 12.5 представлена конструкция узла сопряжения моста и концевой балки крана, показанного на

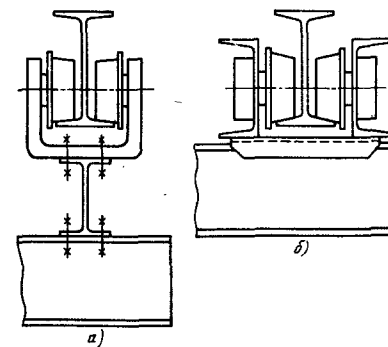


Рис. 12.3. Сечения концевых балок

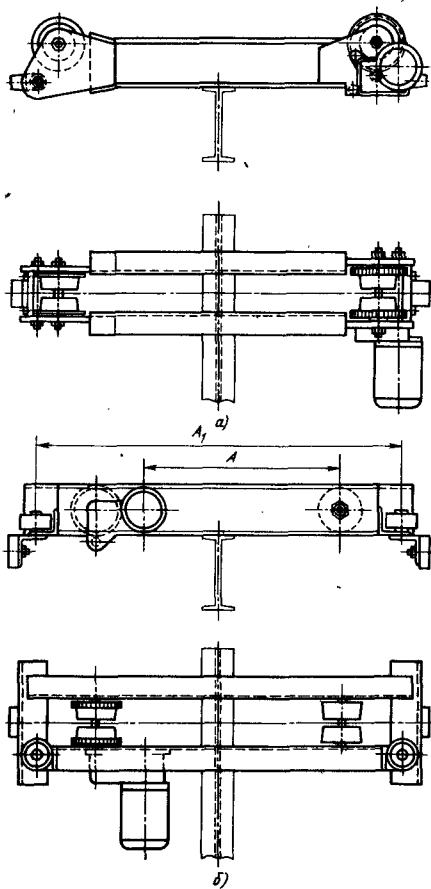


Рис. 12.4. Концевые балки с двумя парами ходовых колес

рис. 12.2. Верхние полки листа, снабженные жёлобчатыми накладками 1, опираются на шарнирные подшипники

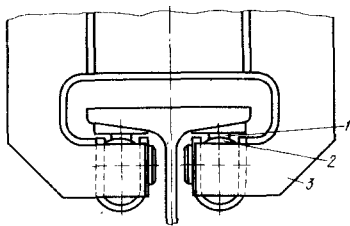


Рис. 12.5. Узел концевой балки

### 12.5. Характеристика концевой балки (рис. 12.4,б)

Грузоподъемность крана, т	Максимальный пролет крана, м, не более	Ширина полки балки пути		Масса, кг
		A	A <sub>1</sub>	
1 3 5	12	75 ... 150	800 1200	173
	8	100 ... 150		264

ки 2, установленные на цапфах скобы 3 концевой балки. Вторая концевая балка жестко соединена с мостом.

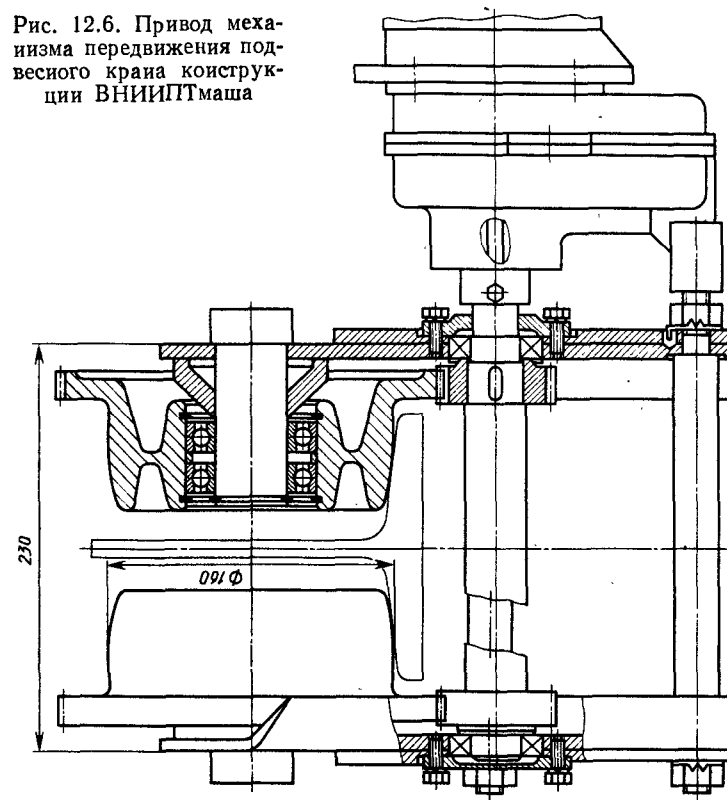
Узел подвески моста на тягах со сферическими шарнирами конструктивно прост; однако вследствие раскачивания моста применение такой подвески моста возможно при ограниченных скоростях передвижения 0,15 ... 0,2 м/с. Кроме того, наличие тяг увеличивает строительную высоту крана. Иногда применяют соединение, сочетающее в себе пространственный шарнир с ползуном, благодаря чему обеспечивается высокая степень подвижности. Однако конструкция такого соединения сложна и трудоемка в изготовлении.

Приводные механизмы передвижения подвесных кранов выполняют, как правило, по типу механизма, показанного на рис. 12.6. Этот механизм имеет тормозной электродвигатель, редуктор, который с помощью открытых передач связан с венцами ходовых колес. Редуктор фиксируют от проворота с помощью пальца. Механизм установлен на вертикальных щеках; на аналогичных щеках смонтированы также холостые колеса.

В быстроходных кранах, преимущественно двухбалочных, механизмы передвижения изготавливают с приводными тягачами, которые имеют резиновое или пневматическое ведущее колесо, поджимающееся под действием пружины к нижней полке монорейса.

Для редко используемых подвесных кранов грузоподъемностью 1 ... 3,2 т иногда механизмы передвижения выполняют с ременной передачей.

Рис. 12.6. Привод механизма передвижения подвесного крана конструкции ВНИИПТмаша



Шарнирное сопряжение моста и концевой балки компенсирует изменение пролета в пределах 200 ... 300 мм. При необходимости большого изменения пролета одну из концевых балок снабжают смонтированной на вертикальном штыве кареткой, на колеса которой опираются верхние полки моста.

Для стыковки подвесных кранов между собой или со стационарными мостиками применяют специальные устройства [75].

**Однопролетные подвесные краны** (ГОСТ 7890—80) имеют пролеты 3 ... 15 м, а вылеты консолей 0,3 ... 1,5 м. Двухпролетные подвесные краны имеют пролеты 7,5 ... 12,0 м и вылет консолей 0,6 ... 1,5 м. Эти краны рассчитаны на передвижение по крановым путям, изготовленным из двутавровых балок профиля № 24М ... № 45М (ГОСТ 19425—74).

Серийно изготавливаются также однопролетные краны ПК-1012 грузоподъемностью 10 т и пролетами 3 ... 8 м; длина консолей варьируется от 750 до 1500 мм. Масса этого крана (с электроталью) 5,74 т, пролет 8 м, вылет консоли 1,5 м. Механизм передвижения выполнен с ходовыми тележками, устанавливаемыми на электротальях грузоподъемностью 10 т. С применением электротальев грузоподъемностью 8 т производства НРБ изготавливают подвесные краны по типу крана, показанного на рис. 12.2. Эти краны имеют пролет 3 ... 8 м, высоту подъема 12, 24 и 36 м, вылет консолей 0,3 ... 1,5 м. Краны перемещаются по крановым путям из профиля № 45М. Масса кранов 2,35 ... 3,5 т.

Двухпролетные краны (ГОСТ 7890—80) выполняют с неразрезными мостами, что определяет соот-

ветствующие требования к точности установки крановых путей.

Мосты кранов с большим числом пролетов выполнены шарнирно соединенными между собой с помощью звеньев (пролетных балок).

Ручные подвесные краны по конструктивному исполнению пролетной балки и ходовой части обычно аналогичны электрическим кранам. Привод передвижения этих кранов — с помощью тяговой цепи, звездочку которой монтируют на кровштейнах, закрепленных на пролетной балке. Вал звездочки связан с концами валов ходовых колес с помощью гибких муфт или карданных шарниров.

### 12.3. ОПОРНЫЕ ОДНОБАЛОЧНЫЕ МОСТОВЫЕ КРАНЫ С ЭЛЕКТРОТАЛЯМИ

Эти краны (ГОСТ 22045—82) имеют грузоподъемность 1...5 т. Мост выполнен из прокатных элементов (кран типа 1) или трубчатых (кран типа 2). Каждый тип кранов имеет два исполнения А и Б — соответственно с управлением с пола и с управлением из кабины. Краны комплектуют электро-талями типа ТЭ; краны типа 1 с пролетами до 7,5 м имеют центральные приводы механизма передвижения.

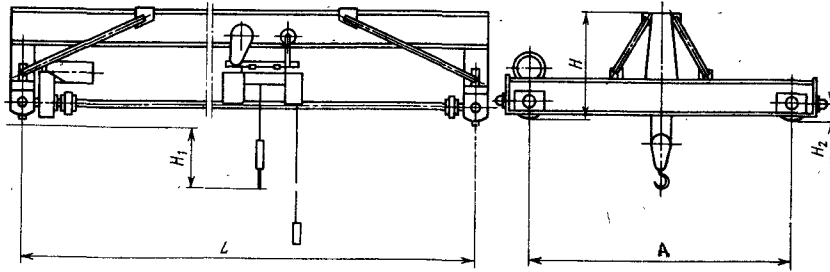


Рис. 12.7. Кран с балочным мостом и пролетом до 7,5 м

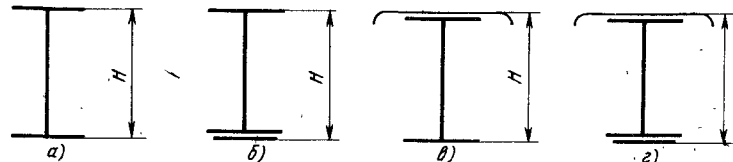


Рис. 12.8. Схемы сечений мостов одиобалочных кранов

Наиболее распространены опорные краны типа 1, показатели и особенности которых приводятся по модификации 1985 г.

Опорные краны с пролетами 4,5...16,5 м (рис. 12.7) имеют мост двутаврового сечения. При пролетах более 10,5 м мост усиливается подкосами. Для увеличения несущей способности крана мост может быть выполнен с раздвинутой балкой, а верхний пояс с усилением. Для увеличения высоты расположения тали пролетная балка установлена на подставки. Кабина управления подвешена на двух взаимно перпендикулярных кровштейнах, один из которых жестко прикреплен к пролетной, а второй — к концевой балке.

В табл. 12.6 приведены основные показатели опорных кранов с пролетами до 16,5 м исполнения А; для крана исполнения Б значения нагрузки на колесо и масса крана соответственно повышаются, несколько увеличивается также сечение пролетных балок.

Характеристика сечения мостов (рис. 12.8) приведена в табл. 12.7. Для повышения устойчивости и лучшего восприятия боковых нагрузок мост усилен подкосами.

Если пролет крана превышает 16,5 м, то мост крана типа 1 выполняют решетчатым (рис. 12.9). Мост выполнен из двух боковых вертикальных и верх-

### 12.6. Характеристика опорных мостовых кранов с балочным мостом исполнения А

Грузоподъемность, т	Пролет L, м	Опорная база А, мм	Высота, мм			Нагрузка на ходовое колесо, кН	Масса, т		
			H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>		Мост	Концевые балки	Кран
1,0	4,5	1500	970	225	350	11,0	0,2	1,1	1,3
	10,5	2000	970	285		14,5	0,55	1,3	1,9
	16,5	2600	995	260		18,0	1,2	1,5	2,7
2,0	4,5	1500	970	400	350	20,5	0,2	1,2	1,4
	10,5	2000	970	520		25,0	0,65	1,4	2,1
	16,5	2600	995	435		29,0	1,3	1,6	2,9
3,2	4,5	1500	970	740	350	32,0	0,25	1,3	1,6
	10,5	2000	970	890		38,0	0,7	1,6	2,3
	16,5	2600	1000	770		43,0	1,5	1,7	3,2
5,0	4,5	1500	970	1100	350	46,0	0,3	1,6	1,9
	10,5	2000	970	1100		57,0	0,9	1,8	2,7
	16,5	2600	960	1100		62,5	1,6	2,0	3,6

### 12.7. Характеристика сечения мостов опорных мостовых кранов исполнения А с балочным мостом

Грузоподъемность, т	Пролет, м	Номер схем (рис. 12.8)	Высота сечения H, мм	Двутавр (ГОСТ 19425—74)	Швеллер (ГОСТ 8278—76)	Полоса, мм
1	4,5	a	240	24М	—	—
	10,5	a	240	24М	—	—
	16,5	в	246	24М	300×80×6	—
2	4,5	a	300	30М	—	—
	10,5	a	300	30М	—	—
	16,5	в	486	30М	300×80×6	—
3,2	4,5	a	300	30М	—	—
	10,5 *	б	490	45М	—	110×10
	16,5	г	466	45М	300×80×6	130×10
5,0	4,5	б	360	36М	—	—
	10,5 *	г	616	45М	—	—
	16,5	г	616	45М	300×80×6	—

\* Разрезной (раздвинутый) двутавр.

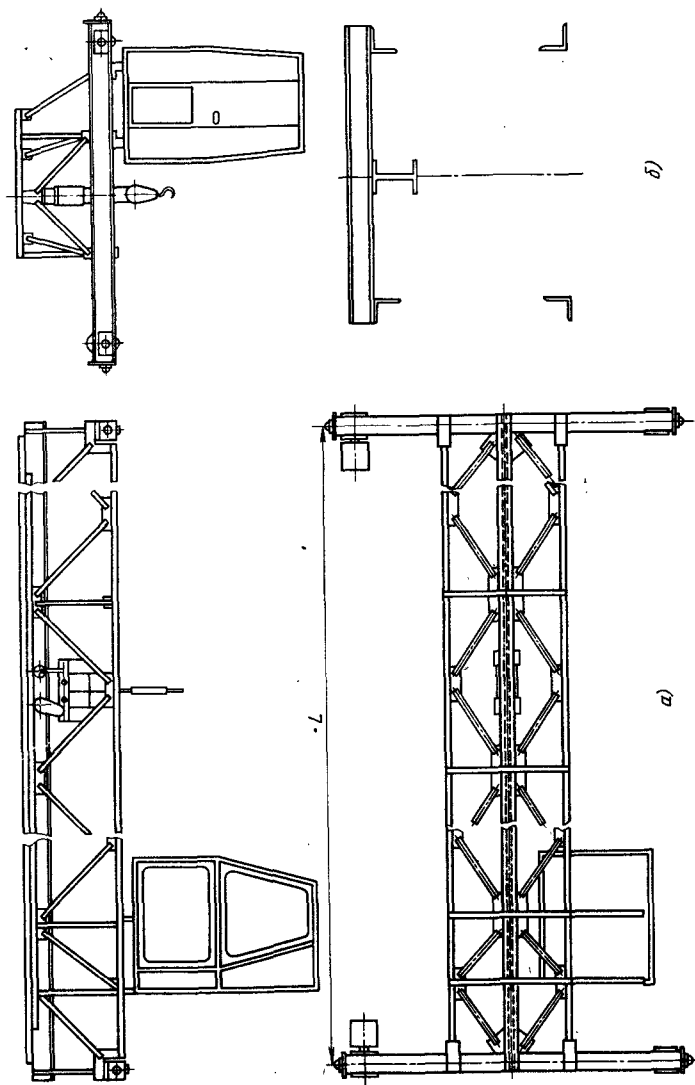


Рис. 12.9. Кран с решетчатым мостом:  
а — общий вид; б — схема сечения

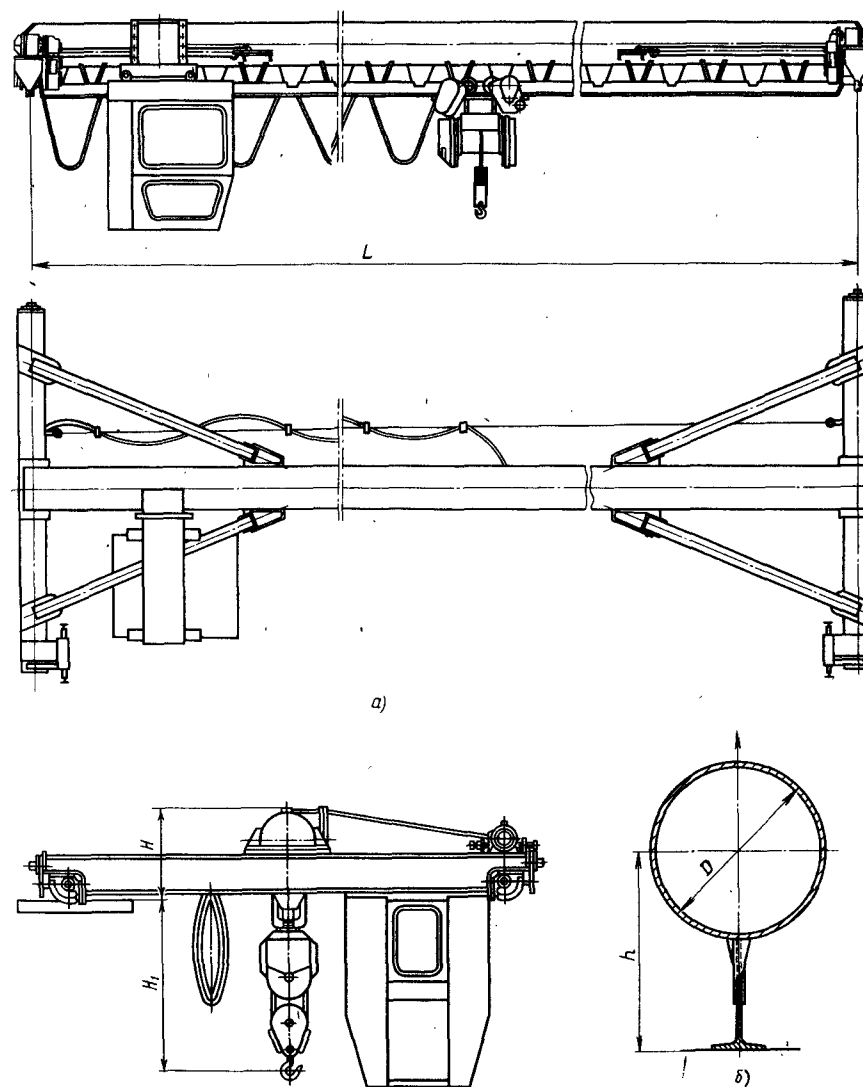


Рис. 12.10. Кран с трубчатым мостом:  
а — общий вид; б — сечение моста;

ней горизонтальной решетки. Стойки верхней решетки, выполненные из швеллеров, поддерживают монорельс. В торцовых гранях моста, кроме вертикальных стоек, предусмотрены дополнительные наклонные подкосы.

В кранах с трубчатым мостом (рис. 12.10) строительная высота крана несколько увеличивается вследствие большой высоты трубчатого моста. Характеристика кранов с трубчатым мостом приведена в табл. 12.8.

## 12.8. Характеристика опорных мостовых кранов исполнения Б с трубчатым мостом

Грузоподъемность, т	Пролет $L$ , м	Высота, мм		Размеры сечения моста, мм			Нагрузка на ходовое колесо, кН	Масса крана, т
		$H$	$H_1$	Труба, $D \times t$	Двутавр	$h$ (см. рис. 12.10, в)		
2	16,5	836	980	426×8	36М	473	24,0	4,0
	22,5	839	992	426×8	36М	473	27,3	5,8
	16,5	836	1275	426×8	36М	473	30,6	4,2
3,2	22,5	891	1349	530×8	36М	550	34,6	6,4
	28,5	897	1540	530×8	45М	850	38,9	8,1
	16,5	888	1562	530×8	36М	550	41,9	5,4
	22,5	891	1759	530×8	45М	750	44,9	6,8
5,0	28,5	897	1853	530×8	45М	850	48,4	8,2

Трубчатый мост кранов типа 2 характеризуется повышенной коррозионной стойкостью; поэтому эти краны рекомендуются для работы на открытом воздухе.

Мост крана (рис. 12.10, б) имеет трубу и представляет собой тавровый

профиль, полученный путем разрезки двутавра. Тавровый профиль связан с трубой системой трапециевидных фасонков. Нижние более узкие участки фасонков приварены к стенке таврового профиля. Верхние участки смежных фасонков отогнуты в противоположных

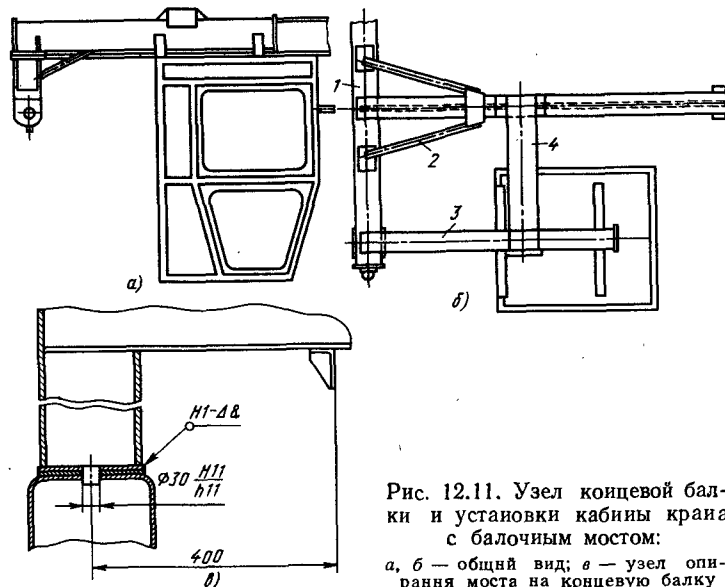


Рис. 12.11. Узел концевой балки и установки кабины крана с балочным мостом:

а, б — общий вид; в — узел опирания моста на концевую балку

направлениях, что обеспечивает просторанственную жесткость подвески таврового профиля. Боковые грани этих участков отбортованы, а верхние кромки приварены к трубе. Варьируя высотой фасонков, можно изменять высоту, а следовательно, несущую способность сечения.

Концы трубы выполнены с «зубом» для опирания на концевые балки, которые могут быть изготовлены в двух вариантах.

Конструкция балок при использовании навесных редукторов типа А-400 и ходовых колес с угловыми буксами [105] получается сложной и металлоемкой. Более совершенны концевые балки с установкой ходовых колес в цилиндрических стаканах. Такие балки (рис. 12.11, а—в), выполненные сварными из двух гнутых профилей корытообразного сечения, транспортируются отдельно от моста. В середине их верхней грани предусмотрены гнезда для штыря (рис. 12.11, в), расположенного на опорной плоскости кронштейнов моста. При монтаже мост устанавливают на концевые балки 1, выверяют положение последних, а затем приваривают горизонтальные подкосы 2. Кабина подвешена к продольной коробчатой балке 3, приваренной к концевой балке и поддерживаемой коробчатой поперечной балкой 4, прикрепленной к мосту.

У трубчатого крана к мосту с помощью болтового фланца крепят коробчатый консольный кронштейн, снабженный проушинами для кабины.

Краны с трубчатым мостом, имеющие относительно большую наветреннюю площадь, пролетами 16,5 и 22,5 м, а также установленные на открытом воздухе, снабжены четырьмя приводами.

При центральном механизме передвижения (краны с пролетами 4,5 и 7,5 м) привод монтируется на одной концевой балке. Редуктор устанавливают на удлиненный конец вала ходового колеса. Вращение на ходовое колесо передается с помощью трубчатого вала. Для компенсации неточностей сборки моста и его деформаций трубчатый вал соединен с валами колес с помощью упругих муфт. Скорость передвижения крана при управ-

лении с пола 0,3 ... 0,4 м/с, при управлении из кабины 0,66 ... 1,0 м/с.

За рубежом, преимущественно при использовании талей уменьшенной высоты с боковым расположением подъемного механизма и пролетах крана 15 ... 17 м, применяют коробчатые балки, а перемещение ходовых колес осуществляют по полкам нижнего поясного листа. Для улучшения условий обслуживания кнопочные пульты управления подвешивают к каретке, которая может перемещаться по дополнительной продольной направляющей.

#### 12.4. МОСТОВЫЕ КРАНЫ С ОПОРНЫМИ И КОНСОЛЬНЫМИ ГРУЗОВЫМИ ТЕЛЕЖКАМИ

**Двухбалочные краны.** Эти краны изготавливают из типовых узлов. Характеристики этих узлов (длину концевых балок, сечения пролетных балок, приводы механизмов передвижения и др.) определяют исходя из условий целесообразной унификации. Обычно двухбалочные мостовые краны выпускают двух исполнений, различающихся между собой в основном мощностью механизмов передвижения (для работы в помещении и на открытом воздухе). Краны специальных исполнений выполняют на базе мостовых кранов общего назначения.

Основные показатели двухбалочных мостовых крюковых кранов приведены по разработанному ВНИИПТМАШ типу, распространяющемуся на базовые модели мостовых кранов группы режима 3К, 5К, 7К и грузоподъемностью 5 ... 50 т. Типаж относится к кранам с механизмами, выполненными по развернутой схеме, и с установленными на угловых буксах ходовыми колесами. Краны других групп режима и с другим рабочим оборудованием (магнитные, грейферные и др.) [102, 114] должны изготавливаться на базе этих кранов. Исключение составляют краны группы режима 8К, предназначенные для работы в металлургической промышленности.

Типаж предусматривает создание кранов на базе диагональной унификации с переходным рядом 1,25, соот-



## 12.9. Скорость подъема груза, м/с

Грузоподъемность двухбалочного мостового крана, т	Группа режима работы крана		
	3К	5К	7К
5	0,04 ... 0,063	0,08 ... 0,20	0,16 ... 0,32
10 12,5	0,125 ... 0,20		
16 20	0,04 ... 0,125	0,08 ... 0,16	0,16 ... 0,20
32 50	0,04 ... 0,10	0,08 ... 0,125	0,10 ... 0,20

ветствующим ряду грузоподъемностей, приведенному в ГОСТ 1575—81.

С использованием большинства элементов каждого базового исполнения могут быть образованы три модели мостового крана различной группы режима и грузоподъемности. Например, на базе мостового крана группы режима 5К грузоподъемностью 12,5 т могут быть созданы двухбалочные краны грузоподъемностью 16 и 8,0 т группы режима соответственно 3К и 7К и т. д.

Пролеты двухбалочных мостовых кранов составляют 7,5 ... 34,5 м. Наиболее часто применяют краны с пролетами 16,5; 22,5 и 28,5 м.

Для двухбалочных мостовых кранов грузоподъемностью 5 ... 16 т предус-

мотрена высота подъема 8; 10; 12,5 и 16 м; для кранов грузоподъемностью 20 ... 50 т — высота подъема 8; 10 и 12,5 м. Скорость подъема груза приведена в табл. 12.9.

Скорость передвижения двухбалочных кранов группы режима 3К; 5К и 7К составляет 0,4 ... 0,8 м/с, а кранов — соответственно 0,4 ... 0,5; 0,8 ... 0,125 и 0,125 ... 2,0.

Размеры двухбалочных мостовых (рис. 12.12) кранов приведены в табл. 12.10.

Параметры выпускаемых двухбалочных мостовых кранов принимают по данным заводов-изготовителей [38, 110].

Благодаря использованию компактных узлов и обслуживанию с пола в со-

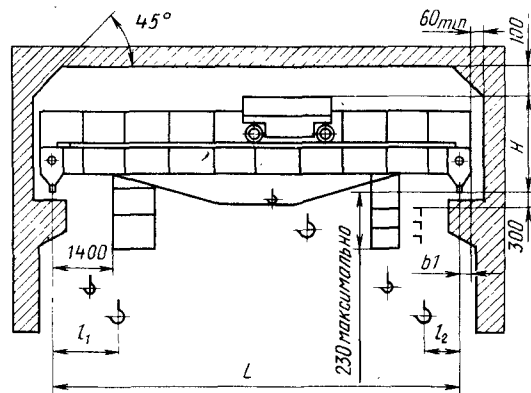


Рис. 12.12. Схема двухбалочного мостового крана

## 12.10. Размеры двухбалочных мостовых кранов, мм

Грузоподъемность, т	Группа режима работы крана								
	3К			5К			7К		
	H	$l_1+l_2$	$b_1$	H	$l_1+l_2$	$b_1$	H	$l_1+l_2$	$b_1$
5	1650	1750	210	1650	1900	210	1900	2200	230
10	1900	2300	210	1900	2300	210	2100	2300	230
12,5	1900	2300	210	1900	2300	230	2250	2400	230
16	2300	2400	260	2300	2400	230	2300	2500	260
20	2300	2400	260	2300	2400	260	2300	2600	260
32	2900	2600	300	2750	2500	300	2750	2700	300
50	3150	4000	300	3150	4000	300	3150	4080	300

четании с повышенной надежностью механизмов и электрооборудования (отсутствие площадок) можно существенно снизить габариты и массу двухбалочных мостовых кранов. Такой облегченный кран фирмы «Stahl» показан на рис. 12.13, а характеристика его приведена в табл. 12.11.

Подходы крюка для двухбалочных мостовых кранов 850 мм, размеры колесной базы 2,5; 3,15 и 4,0 м соответственно для пролетов 12, 22 и 28 м.

Двухбалочные мостовые краны имеют группу режима не выше 4К, высоту подъема 8 ... 12 м, скорость подъема 0,066 ... 0,13 м/с, скорость передвижения тележки 0,33 ... 0,5 м/с, крана 0,33 ... 0,66 м/с.

Серийно выпускаемые облегченные двухбалочные мостовые краны имеют грузоподъемность от 2 ... 3,2 до 20 ... 32 т. Однако с использованием типовых узлов, в том числе малогабаритных грузовых тележек, такие двухбалочные краны могут иметь грузоподъемность 250 ... 320 т.

Конструктивные схемы и элементы, используемые в облегченных двухбалочных кранах, широко применяют в мостовых кранах других типов (однбалочных с электроталими и консольными грузовыми тележками, в козловых и консольных кранах).

Мосты (пролетные строения) двухбалочных мостовых кранов выполнены из концевых и пролетных балок.

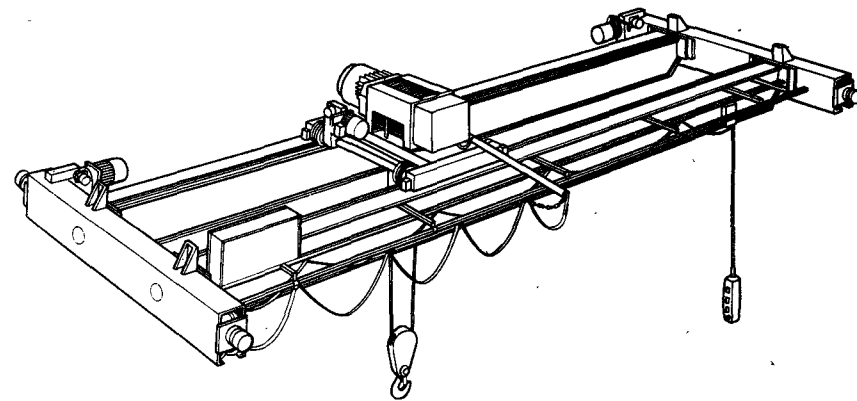


Рис. 12.13. Мостовой кран облегченной конструкции

## 12.11. Характеристика двухбалочных мостовых кранов фирмы «Stahl»

Грузоподъемность, т	Габаритная высота $H$ (тележка с подвеской), мм	Масса тележки, т	Масса крана, т, при пролете, м				
			7	12	18	22	28
5	900	0,96	2,0	3,7	5,6	8,6	12,8
8	1200	1,15	2,9	4,8	7,0	9,6	14,0
12,5	1200	1,48	3,7	5,7	8,2	11,2	16,0
16	1300	1,55	4,0	6,5	8,6	11,9	18,1

Концевые балки. На рис. 12.14 показана концевая балка опорного мостового крана грузоподъемностью 1 ... 5 т. Основные показатели мостовых кранов и концевых балок приведены в табл. 12.12.

Верхние полки концевых балок могут быть снабжены пластиками для передачи нагрузок от пролетных балок. Ходовые колеса кранов закреплены на неподвижных осях, установленных в гнездах стенок швеллеров.

На рис. 12.15, а показана концевая балка, используемая в двухбалочных опорных мостовых кранах фирмы «Demag». Характеристика этих балок приведена в табл. 12.13.

Корпус концевой балки С-образной формы выполнен из гнутого листа толщиной  $t = 5 \div 7$  мм и шириной

$b = 170 \div 320$  мм (рис. 12.15, а). Стенка со стороны установки приводов имеет увеличенную толщину. Для ходовых колес предусмотрены отъемные торцовые щиты, снабженные резиновыми буферными упорами. Подшипники ходовых колес установлены в стаканах. В месте установки привода имеется крошечка, удерживающий последний от проворота.

Концевые балки поставляются совместно с фланцами для приварки торцов пролетных балок. Фланцы крепят с помощью болтов, установленных с зазором. Точность установки концевых балок обеспечивается шайбами, расположенными в гнездах (рис. 12.15, в) или установленными на плотной посадке штифтами (рис. 12.15, б). Для затяжки и конт-

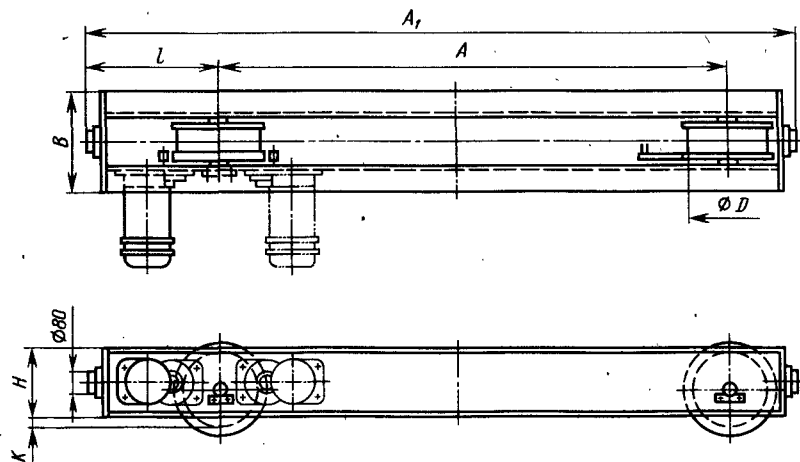


Рис. 12.14. Концевая балка из швеллерных профилей для опорного мостового крана грузоподъемностью 1 ... 5 т

## 12.12. Основные показатели опорных мостовых кранов грузоподъемностью 1 ... 5 т и концевых балок

Грузоподъемность, т	Пролет, м	Мощность двигателя, кВт	A	A <sub>1</sub>	B	K	l	D	Масса балки, кг	Размер профиля высотой H, мм
			мм							
1	10	0,2	1200	1534	230	35	346	170	72	100×50×6
2	8		1300	1644	272	27,5	358	180		
3	12	0,4	1800	2232	310	50	396	250	219	200×80×7,5
5	14	0,75	2300	2932	310	50	396	250	253	200×80×7,5

\* Кран с двухбалочным мостом.

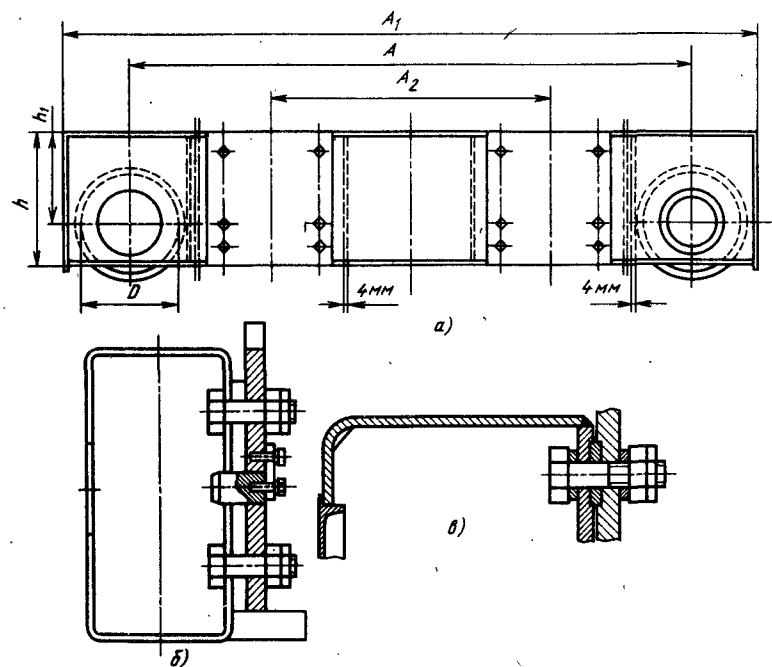


Рис. 12.15. Коробчатая гнуто-сварная балка:  
а — общий вид; б, в — варианты узла крепления пролетной балки

## 12.13. Характеристика концевых балок фирмы «Demag»

Размеры ходового колеса, мм		Размеры балки, мм							Колея грузовой тележки, мм	Число болтов крепления моста, шт.	Масса балки (без привода), кг
D	b <sub>1</sub>	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	h	h <sub>1</sub>	b	t			
160	47,6	2000	2262	1184	220	150	170	5	1000	2×6	161
		2500	2762	1584				5	1400		180
		3150	3412	1585				7	1800		260
250	65	2000	2366	1184	300	150—230	220	5	1000	2×6	279
		2500	2860	1584				5	1400		309
		3150	3516	1585				7	1800		368
		4000	4366	2645				6	2140		430
400	80	2000	2510	1184	400	230—227	280	5	1000	2×10	494
		2500	3010	1584				5	1400		560
		3150	3660	1585				7	1800		692
		4000	4516	2645				7	2240		735
		4650	5076	3205				5	2800		821
500	90	4000	4616	2645	500	360	320	6	2240	2×10	1050

роля болтов фланцевого стыкового соединения в балке предусмотрено перекрытое крышкой окно. В балке около фланцев установлены диафрагмы.

Несущая способность балок при установке в гнезда стенок балок подшипников валов или осей колес должна быть такой, чтобы при эксплуатации не возникало деформаций, так как выверка положения ходовых колес крайне затруднена.

На рис. 12.16 показана концевая балка с угловыми буксами ходовых колес кранов грузоподъемностью 16 ... 20 т. Она выполнена в виде двух

частей, соединенных болтовыми накладками. Для точной фиксации частей балки часть болтов устанавливают с плотной посадкой. Нижний пояс имеет наклонные выпуски 6 для подсоединения пролетных балок.

В местах крепления букс стенки окаймлены изогнутыми лямками 5, подкрепленными также внутренними стенками 7. На лист 5 приварены механически обработанные пластики 4 с отверстиями для крепежных болтов. Для доступа к болтам имеются окна 3. В верхнем пояском листе предусмотрен вырез для пропуска ходового колеса, перекрытый корытным профилем

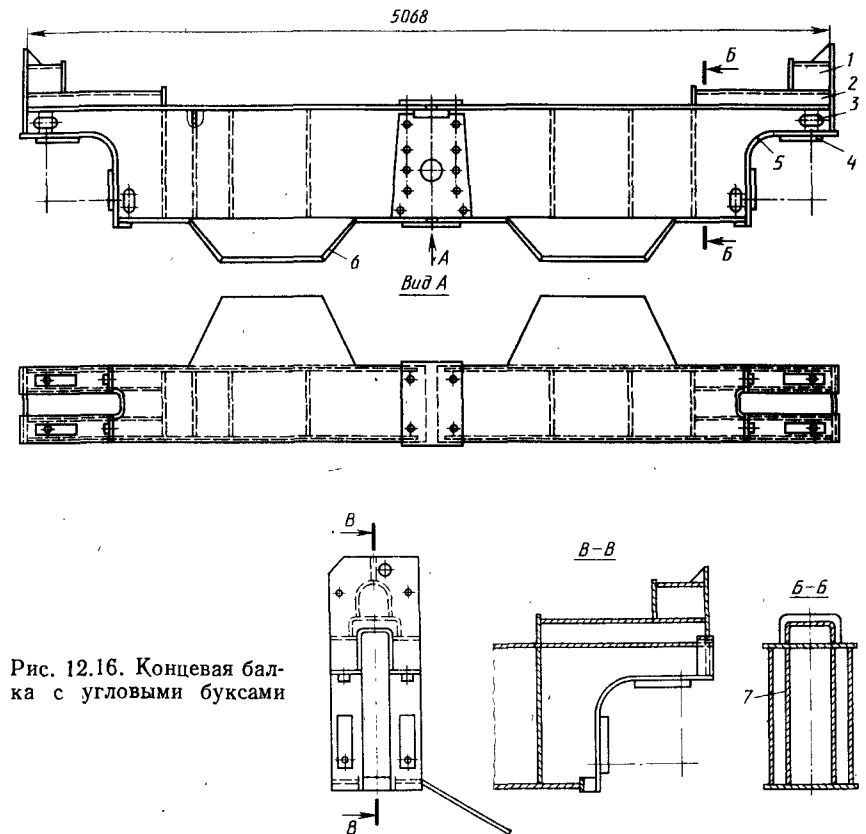


Рис. 12.16. Концевая балка с угловыми буксами

2, на котором закреплена опорная коробка 1 буфера.

Усиление надбуксовой части стенок мостового крана обусловлено недостаточной прочностью конструкции с одинарной стенкой. Это объясняется значительной концентрацией напряжений в зоне криволинейного углового участка и недостаточной прочностью одностороннего углового шва соединения стенки с окантовочной полосой [12]. Шов также испытывает кручение, вызванное неизбежной эксцентричностью передачи усилий от пластинок на стенку. Известны различные варианты повышения несущей способности узла [22, 30], однако наиболее эффективно это достигается выполнением надбуксовой части со двоянной стенкой.

На рис. 12.17 показан надбуксовый участок концевой балки опорного мостового крана грузоподъемностью 10 т с внешним расположением дополнительных стенок.

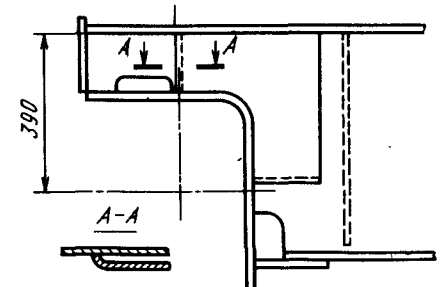


Рис. 12.17. Схема надбуксового участка концевой балки

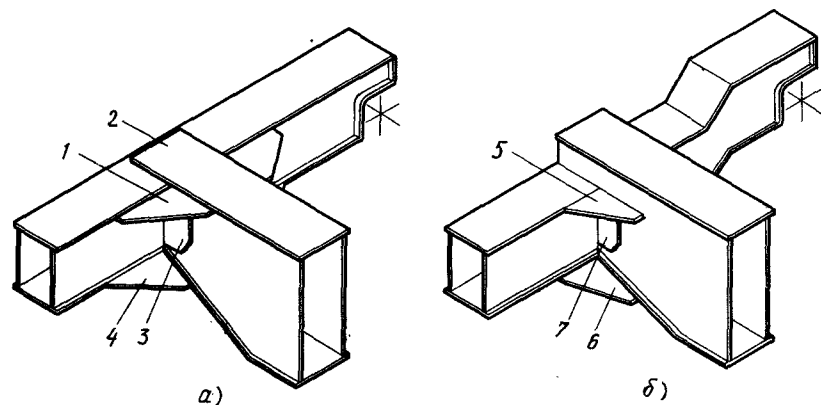


Рис. 12.18. Узлы примыкания пролетных балок к концам:

а — с расположением верхних поясов балок на одном уровне; б — с зубом пролетной балки

При конструировании узлов примыкания пролетных и концевых балок учитывают необходимость передачи вертикальных усилий и горизонтальных изгибающих моментов, а также кручения.

В узле крепления пролетной балки к концевой (рис. 12.18, а) верхний пояс 2 пролетной балки проходит на концевую балку. Выпускные листы 4 нижнего пояса концевой балки приварены к наклонному участку нижнего пояса пролетной балки. Стенки балок соединены фасонками 3, выполняющими роль компенсатора при сборке-сварке моста. Верхние пояса балок дополнительно связаны угловыми косынками 1. Вертикальные перерезывающие усилия передаются фактически за счет работы сварных соединений.

На рис. 12.18, б показан узел примыкания пролетной и концевой балок с зубом. Концевой участок пролетной балки имеет ступенчатый вырез. Стенка пролетной балки прикреплена к стенке концевой балки с помощью фасонки 7, нижние пояса балок перекрываются отогнутой фасонкой 6. В верхней части балки дополнительно связаны угловыми ребрами 5. Для уменьшения строительной высоты моста вследствие применения пролетной балки с зубом концевой балке придают ломаное очер-

тание, что существенно усложняет ее изготовление и отрицательно сказывается на прочности. Основным достоинством конструкции, показанной на рис. 12.18, б, следует считать упрощенную сборку моста благодаря опиранию пролетных балок на концевые.

Возможны и другие варианты сопряжения пролетных и концевых балок, например, при непосредственном опирании пролетных балок на концевые или с помощью укороченных стоек [97], в результате чего увеличивается высота расположения моста относительно краевых путей.

Для кранов грузоподъемностью 20...32 т целесообразно применение мостов, к торцу каждой из пролетных балок которых прикреплена укороченная концевая балка, опирающаяся на два ходовых колеса. Эти балки соединены между собой шарнирными стяжками. В данном случае уменьшаются диаметры колес и удается избежать установки колес на баласаисах с одновременным снижением металлоемкости конструкции. Однако усложняется монтаж и демонтаж внутренних ходовых колес и затрудняется обеспечение точности их установки.

**Пролетные балки.** Мосты из двутавровых прокатных или сварных профилей применяют в мостовых кранах группы режима не выше 5К. Относи-

тельно низкие боковая и крутильная жесткость таких балок ограничивают область их применения; они могут быть использованы в опорных мостовых кранах грузоподъемностью 12,5...20 т и пролетами 14...17 м. Трудоемкость изготовления сварных двутавровых балок на 30...50% ниже трудоемкости изготовления коробчатых балок.

Несущую способность двутавровых балок иногда увеличивают усилением их шпренгелями (пролетные балки ручных мостовых кранов).

**Коробчатые пролетные балки.** Типовая коробчатая пролетная балка показана на рис. 12.19, а. Стенки балки могут быть выполнены из листов с периодическими гофрами (правая сторона) или с гладкими листами (левая сторона) с продольными ребрами. В обоих случаях концевые участки балок изготовлены из гладких листов. Большие диафрагмы могут быть выполнены листовыми или рамными (рис. 12.19, б).

Листы стенок и пояса соединены сварным стыковым соединением. Пролетные балки имеют строительный подъем (рис. 12.19, в) (1/1000 пролета крана), получаемый при соответствующей обрезке кромок стенок.

Основные размеры и масса балок (рис. 12.19) опорных мостовых кра-

нов грузоподъемностью 20/5 т приведены в табл. 12.14.

Для упрощения изготовления балки выполняют с параллельными поясами, уменьшая их высоту только на участках примыкания к концевой балке. Увеличение длины этих скосов приводит к уменьшению массы балок. Благодаря параболическому очертанию балки обеспечивается снижение массы ее на 16...23%. Однако такое выполнение балок приведет к усложнению их изготовления и трудностям при унификации по пролетам.

У балок так называемого «полигонального» очертания от высоты сечения в средней части и длины пролета концевые участки длиной 2500...3000 мм имеют высоту 600...700 мм. Такое выполнение балок, кроме некоторого снижения их металлоемкости, позволяет применять для кранов всех пролетов унифицированные узлы подвески кабины. При этом кабина подвешивается к консольным крестштейнам, приваренным к нижнему поясу концевой участка пролетной балки. Место перехода от концевого участка к промежуточному наклонному находится в зоне действия значительного изгибающего момента, что обуславливает возникновение повышенных напряжений даже при каче-

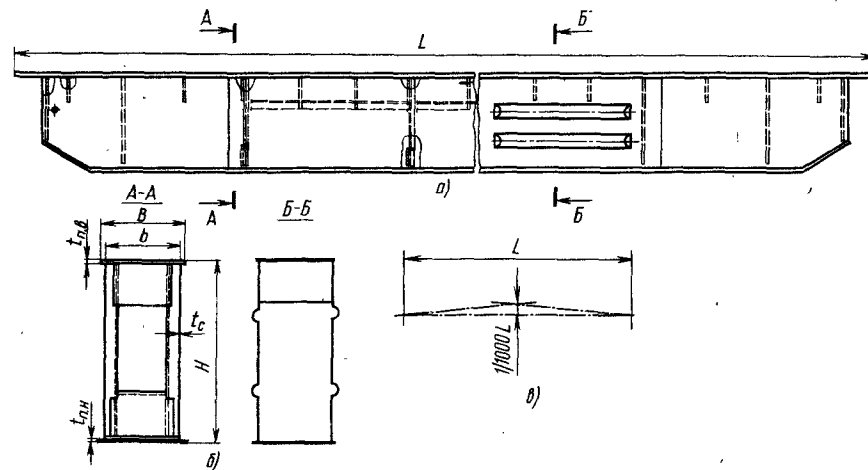


Рис. 12.19. Пролетная балка мостовых кранов грузоподъемностью 20/5 т: а — общий вид; б — рамная диафрагма; в — схема строительного подъема

### 2.14. Характеристика пролетных балок опорных мостовых кранов грузоподъемностью 20/5 т

Пролет <i>L</i> , м	Группа режима	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>H</i>	<i>i</i> <sub>п. в</sub>	<i>i</i> <sub>п. н</sub>	<i>i</i> <sub>с</sub>	Масса балки, кг
		мм						
13,5	2К	450	400	970	7	6	5	1 814
	5К				7			1 814
	7К				8			1 900
16,5	2К	450	400	970	7	7	5	2 290
	5К				7			2 290
	7К				8			2 438
22,5	2К	450	400	1210	8	7	5	3 530
	5К				8			3 530
	7К				8			3 730
28,5	2К	600	550	1370	10	7	5	5 945
	5К			10	6 105			
	7К			10	6 807			
34,5	2К	700	650	1770	12	10	6	11 200
	5К			12	11 620			
	7К			14	12 010			

ственном выполнении сварки в месте перехода. Балки полигонального очертания следует применять для кранов группы режима не выше 3К.

**Ограждения, площадки и вспомогательные элементы.** Перильные ограждения предусматривают в продольном направлении относительно пролетной части моста и концевых балок. Для исключения повреждений при транспортировании ограждения целесообразно выполнять съемными. Для интенсивно нагруженных кранов пролетами св. 22,5 ... 25,5 м и повышения пространственной жесткости моста иногда применяют перильные фермы с поясом, выполненным с раскосами. Необходимо усиливать узлы крепления поясов перильной фермы к концевым балкам.

Для кранов группы режима до 7К включительно и при кабельном токоподводе площадку в основном предусматривают только со стороны механизмов передвижения. Однако для интенсивно эксплуатируемых кранов не-

редко устраивают вторую площадку.

Настил площадок, выполненный из рифленой стали толщиной 3 ... 4 мм, опирается на кронштейны из гнутого корытообразного профиля. Кронштейны соединены со стенками пролетной балки сварным стыковым соединением. Сварку следует производить, совмещая стенку профиля с диафрагмой балки. Однако даже при точной установке кронштейна такое соединение оказывается недостаточно прочным в условиях длительной интенсивной эксплуатации. Для предотвращения разрушения сварных швов и стенки следует увеличивать высоту основания до 300 ... 500 м. Целесообразно также размещать под основанием дополнительную подкладку, усиливая ее вертикальными ребрами, доводимыми до поясов пролетной балки. Аналогичным образом следует выполнять кронштейны подвески кабины и площадок механизмов передвижения.

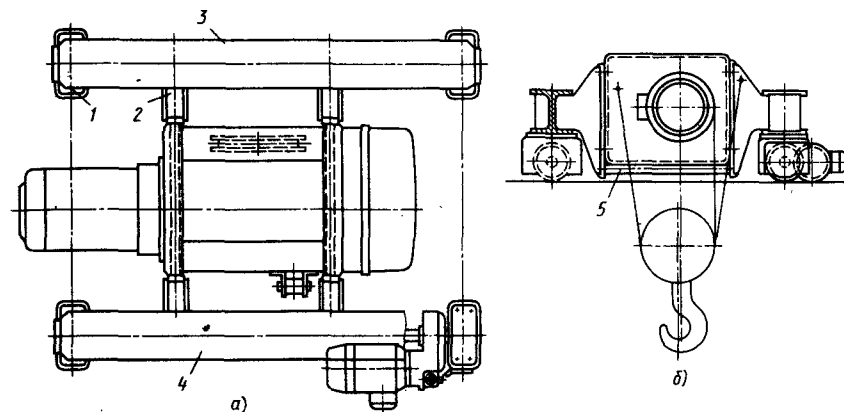


Рис. 12.20. Безрамная грузовая тележка

Наиболее целесообразно крепить кронштейны непосредственно к поясам пролетной балки [30, 51].

К пролетным балкам приваривают уголкового кронштейны, обеспечивающие их равновесие при транспортировании.

**Опорные двухрельсовые тележки.** Эти тележки грузоподъемностью 12,5 ... 20 т часто выполняют с электроталами. Находят применение так называемые безрамные тележки, ходовые балки которых соединены между собой подъемным механизмом. В тележке (рис. 12.20) механизм подъема выпол-

нен на базе электротали. К боковым коробкам 1 корпуса с помощью болтов прикреплены кронштейны 2 балок 3 и 4, снабженных ходовыми колесами. Кронштейны понизу дополнительно связаны тягами 5, разгружающими болты. Ведущие колеса балки 4 соединены валом, на который посажен мотор-редуктор механизма передвижения. Имеются тележки, корпус тали которых опирается на два щита и снабжен подшипниками для ходовых колес.

На рис. 12.21 показана типовая грузовая тележка с механизмом подъема груза, выполненным по разверну-

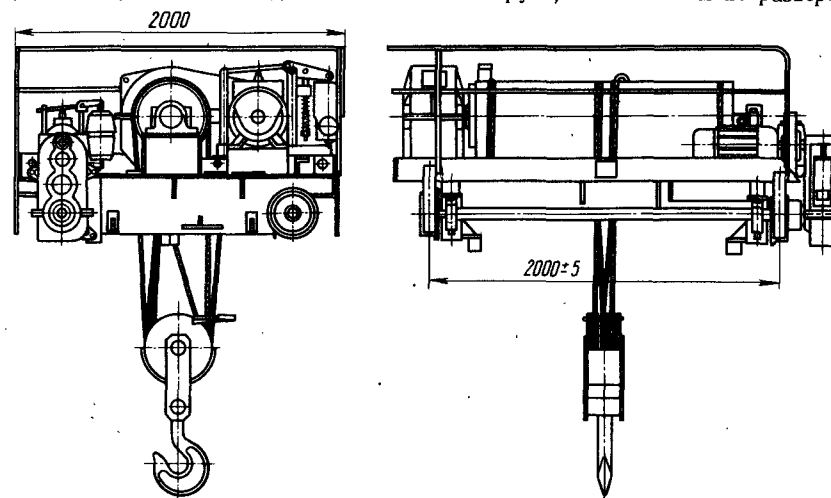


Рис. 12.21. Грузовая тележка

той схеме. Рама тележки (рис. 12.22) выполнена из двух продольных балок 3, опирающихся на буксы ходовых колес, и двух поперечных балок, одна из которых 2 расположена под двигателем, а вторая 1 — вдоль окантованного проема для каната. Тележка закрыта настилом. В центре настила имеется окно 5 для размещения верхней блочной обоймы грузового полиспаста. Окно 7 и труба 6 предназначены для электропроводов питания двигателей. Настил поддерживается системой ребер. С трех сторон настил огражден бортом, к которому крепят стойки ограждения. Узлы механизмов и двигатели монтируют на подставках, привариваемых к настилу. Для правильного положения узлов используют дистанционные подкладки. Кронштейн 4 предназначен для крепления редуктора механизма передвижения. Рама снабжена упорами для буферов, установленных на мосту, а также кронштейнами, взаимодействующими с рельсами в случае поломки осей ходовых колес. Иногда раму перекрывают настилом только частично, что усложняет ее обслуживание.

В грузовой тележке, показанной на рис. 12.21, ходовые колеса установлены консольно. При установке каждого колеса между двумя буксами балки тележки выполняют по типу концевых балок крановых мостов. Другие модификации тележек описаны в работах [110, 114].

**Механизмы передвижения опорных мостовых кранов и грузовых тележек.** В опорных мостовых кранах применяют, как правило, механизмы передвижения с раздельным приводом. В мостовых кранах 50% ходовых колес выполняют приводными; меньшее число приводных колес допускается для тихоходных кранов, установленных в помещениях, большее — для быстроходных кранов, работающих на открытом воздухе.

В основном опорные мостовые краны снабжают двухребордными цилиндрическими ходовыми колесами, закрепленными на валах (осях) без возможности осевого смещения.

Эксплуатация кранов, особенно интенсивно эксплуатируемых быстроходных, сопровождается ускоренным

выходом из строя ходовых колес (в результате изнашивания реборд), повреждением путей и подкрановых конструкций. Вопросы улучшения ходовых качеств кранов рассмотрены в работе [34]. Практика показала, что хороших результатов можно достичь за счет повышения точности установки ходовых колес в сочетании с соответствующим образом уложенными путями, а также путем смазывания колес [136].

Если невозможно гарантировать точность укладки крановых путей в горизонтальной плоскости, то применяют подвижные в осевом направлении ходовые колеса. При отклонении крановых путей от плоскостности ходовые тележки соединяют с концевыми балками рычажной системой [130].

Предельные отклонения точности установки ходовых колес мостовых кранов регламентирует ГОСТ 24378—80. Однако для улучшения работы механизма передвижения следует уменьшать допускаемые отклонения точности установки ходовых опорных мостовых кранов (табл. 12.15, рис. 12.23) [34].

С течением времени, в особенности для интенсивно эксплуатируемых кранов, первоначальная точность установки ходовых колес может нарушиться. В ряде конструкций ходовых частей (например, при сварных буксах) выверку ходовых колес осуществить весьма затруднительно. Более просто это выполнить при установке осей колес в расточки приваренных внешних листов. При применении угловых букс сварные пластики, устанавливаемые под буксы, заменяют [45].

Имеются различные конструкции узлов установки ходовых колес с возможностью регулирования в условиях эксплуатации, однако вследствие усложнения конструкции крана практического применения они не получили [114].

Для интенсивно эксплуатирующихся мостовых кранов рекомендуется предусматривать твердую смазку реборд с помощью брикетов-карандашей, установленных в обоймах с регулируемым положением. Рекомендуемый материал стержней — дисульфидомолибден МЭ-22 (ТУ 32 ЦТ 559—74). Имеются предло-

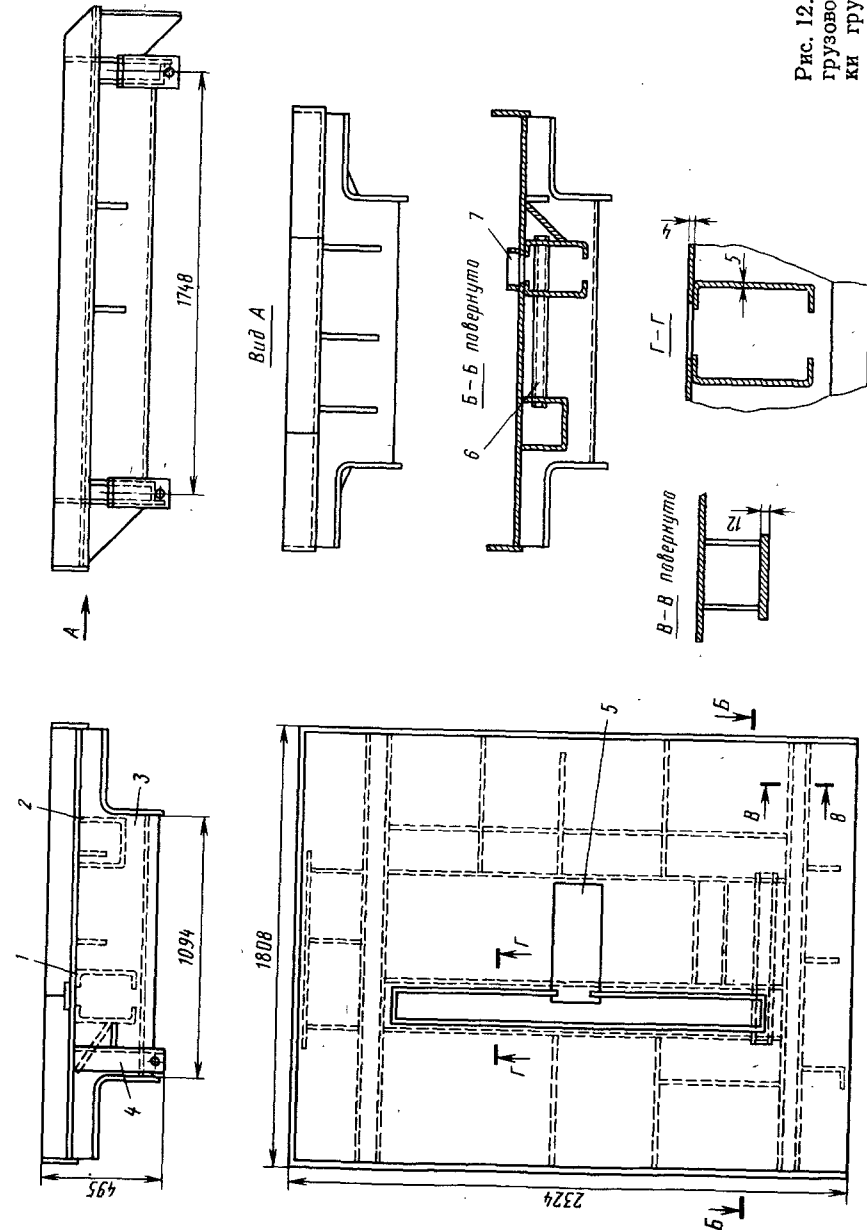


Рис. 12.22. Рама грузовой тележки грузоподъемностью 10 т

### 12.15. Допускаемые отклонения точности установки ходовых колес опорных мостовых кранов

Показатель	Обозначение допускаемого отклонения	Группа режима крана	
		1К ... 5К	6К ... 8К
Пролеты $L$ , м*: $L \leq 10$ $L > 10$	$\Delta L$	$\pm 2$ мм $\pm [2 + 0,1(L - 10)]$	
Колесная база $A$ : $A \leq 3$ $A > 3$	$\Delta A$	$\pm 3$ мм $\pm 0,001 A$	
Относительное смещение колес вдоль путей	$\Delta N$	6 мм	
Отклонение по высоте осей колес при пролете $L$ , м:			
$L \leq 10$ $L > 10$	$\Delta h$	$\pm 2$ мм** $\pm 0,2 L$ мм.**	$\pm 1,5$ мм $\pm 0,15 L$ , мм
Отклонение от параллельности колес в горизонтальной плоскости	$\varphi$	$\pm 2,1'$ ( $\pm 0,0006$ )	$\pm 1,4'$ ( $\pm 0,0004$ )
Отклонение колес в вертикальной плоскости	$\gamma$	$+10'$ (0,0028) $-2,4'$ (0,0007)	
Относительное смещение колес вдоль пролета, мм	$\Delta F$	0,6 $A$	0,4 $A$

\* Значения отклонений для кранов с односторонним направлением могут быть увеличены в 1,5 раза.

\*\* Для кранов группы режима 1К ... 2К с относительно податливой несущей конструкцией значения допускаемых отклонений могут быть увеличены на 50 %.

жения о закладке смазки в сверления реборд, что должно обеспечивать равномерное поступление смазки в течение всего срока службы колеса [57].

Ходовые части с безребордными колесами весьма чувствительны к перекосам колес в горизонтальной плоскости. При наличии перекоса при взаимодействии направляющих роликов с головкой рельсов возникают удары. Срок службы безребордных колес определяется только способностью обода. Сопротивления передвижению безребордных колес по сравнению с сопротивлением передвижению других колес меньше на 30 ... 40 %. Безребордные колеса более сложной и металлоемкой конструкции ходовой части можно рекомендовать к применению в тех случаях, когда невозможно гарантировать точность укладки путей

в горизонтальной плоскости, а также при высоких требованиях к долговечности ходовых колес.

Механизмы передвижения с безребордными колесами целесообразно применять тогда, когда невозможно избежать постоянного действия осевых нагрузок на ходовые колеса, например, при одностороннем приводе механизма передвижения. Благодаря использованию безребордных ходовых колес можно уменьшить массу концевых балок вследствие максимального приближения ходовых колес к пролетным балкам. При этом необходимый размер базы моста обеспечивается креплением горизонтальных роликов на выносных кронштейнах (см. рис. 12.4).

**Механизмы передвижения.** Для кранов ограниченной интенсивности эксплуатации (группы режима 1К ... 3К)

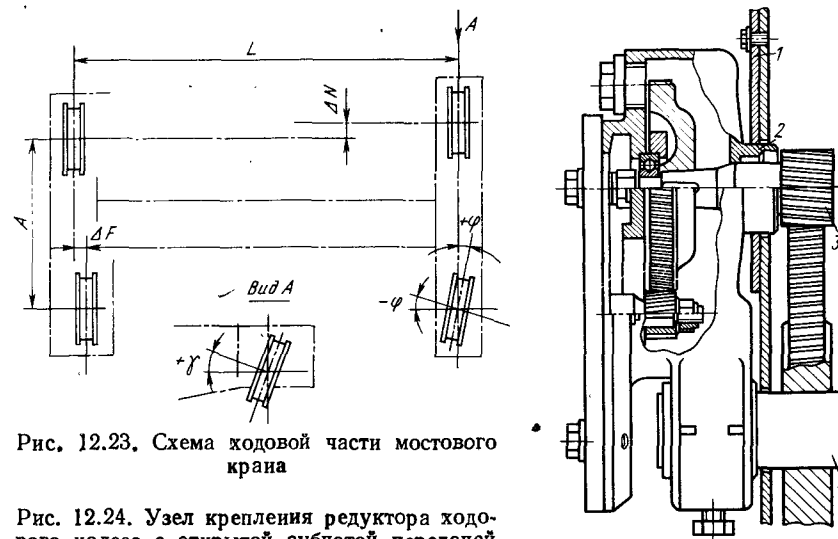


Рис. 12.23. Схема ходовой части мостового крана

Рис. 12.24. Узел крепления редуктора ходового колеса с открытой зубчатой передачей

применяют механизмы с открытой передачей, имеющей зубчатый венец ходового колеса, который связан с шестерней, установленной на выходном валу редуктора с приводным двигателем. Благодаря использованию открытой зубчатой пары с передаточным отношением 5 ... 6 уменьшаются габариты и масса редуктора, который может быть выполнен одноступенчатым. Открытые передачи относительно недолговечны.

На рис. 12.24 показан узел крепления редуктора ходового колеса с открытой зубчатой передачей. Корпус редуктора, установленный на конце оси 4 ходового колеса, имеет прилив 2 с расточкой для шейки двухопорного тихоходного вала. Прилив 2 без зазора установлен на лист 1, прикрепленный к концевой балке. На лист 1 передается основная часть усилия, возникающих в зацеплении ведущей шестерни 3 и венца ходового колеса.

Для кранов группы режима до 7К включительно применяют механизмы с навесными редукторами, установленными на консольном конце выходного вала колеса.

Наиболее совершенны схемы с креплением фланцевого двигателя и креплением тормоза непосредственно на

корпусе редуктора. Редуктор удерживается от поворота с помощью упругих элементов, которые смягчают возникающие при работе механизма толчки и компенсируют смещения редуктора. Иногда применяют подвижные в боковом направлении тяги, воспринимающие продольные усилия.

На рис. 12.25 показан узел крепления навесного редуктора ЦЗ-Вкф. Корпус редуктора имеет пальцы 1 для крепления тормоза и палец 2, взаимодействующий с упругими упорами, которые удерживают редуктор от поворота. Валы двигателя и редуктора связаны зубчатой муфтой 3.

На рис. 12.26 показаны варианты крепления корпусов редуктора от поворота с помощью упругих упоров. Повышенной компенсирующей способностью обладает крепление на рис. 12.26, а благодаря размещению шарнирной тяги 2 между редуктором 1 и упругим упором 3.

В качестве упругих упоров могут быть применены пакеты тарельчатых пружин (рис. 12.26, б), установленных на пальце, который может смещаться в удлиненном пазу кронштейна, закрепленного на концевой балке. Этот упор используют также для фиксации редуктора в осевом направлении.

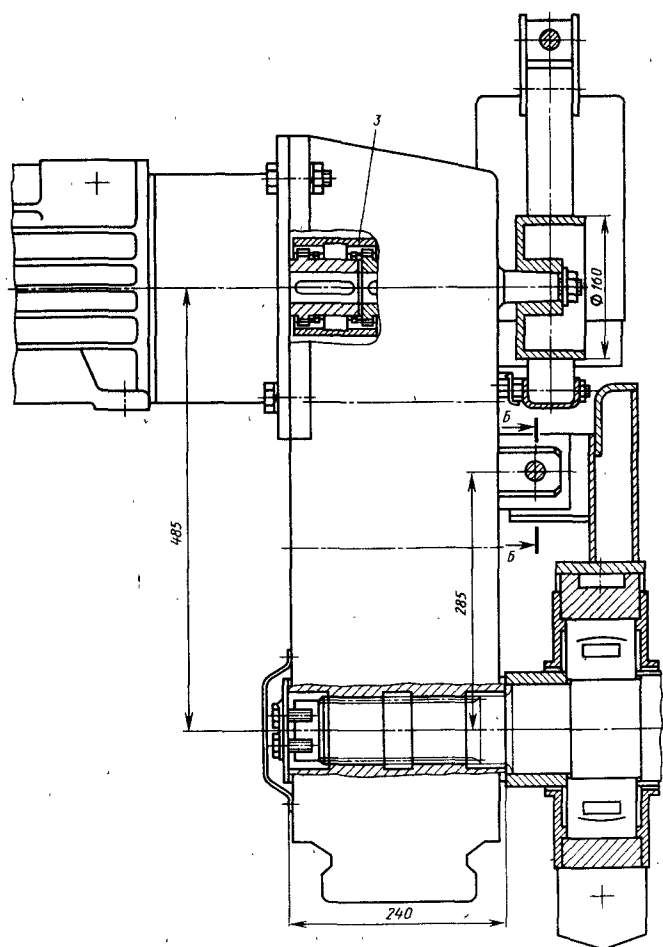
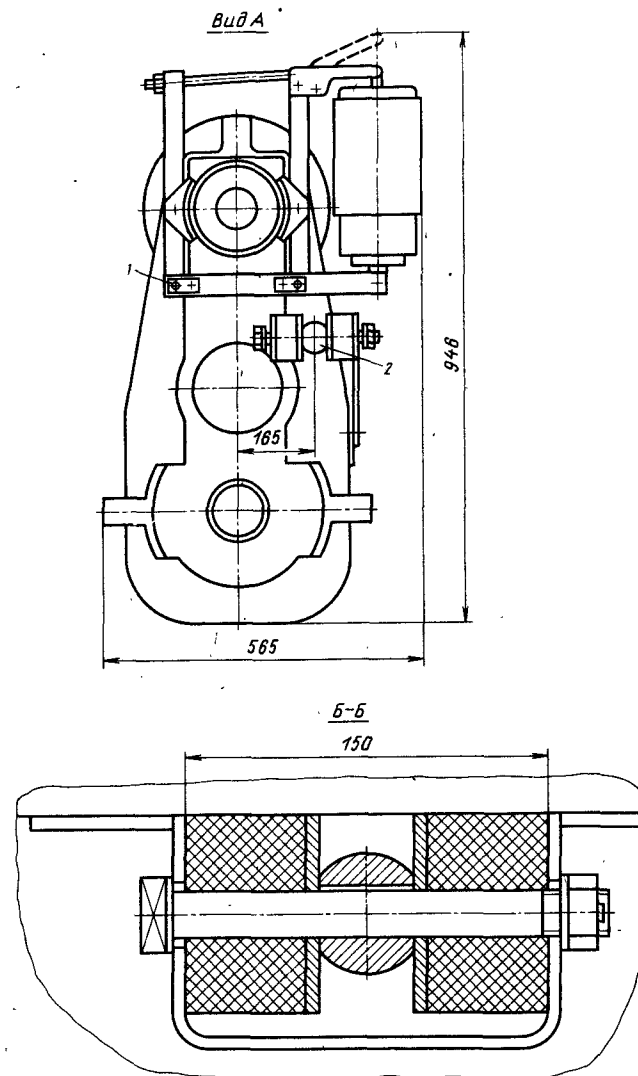


Рис. 12.25. Узел крепления навесного редуктора типа ЦЗ-Вкф

Типовой привод механизма передвижения с горизонтальным редуктором, выполненный по развернутой схеме, показан на рис. 12.27. Привод смонтирован на раме 1, выполненной сварной из листов и гнутых профилей. Двигатель соединен с редуктором промежуточным валом 2. Редуктор с валом ходового колеса соединен с помощью зубчатой муфты. Привод устанавли-

вают на площадку моста около концов балки. Для хорошей работы привода рама и элементы крепления площадки к мосту должны обладать достаточной жесткостью. Для кранов группы режима 7К ... 8К платики для установки редуктора и двигателя рекомендуются механически обрабатывать. Особое внимание следует обращать на точность сопряжения валов редуктора



и ходового колеса. Требования к точности и жесткости установки привода могут быть существенно снижены, а надежность работы механизма передвижения повышена путем замены зубчатых муфт карданными шарнирами. Для кранов группы режима 1К ... 5К могут быть применены приводы, аналогичные показанным на рис. 12.27. Их следует применять толь-

ко при невозможности использования навесных редукторов. Это объясняется необходимостью применения соединительных муфт, трудоемкостью установки и выверки элементов привода, а также рамы, соединительных валов и др.

В табл. 12.16 приведены сведения о типовых механизмах передвижения кранов группы режима 5К пролетом



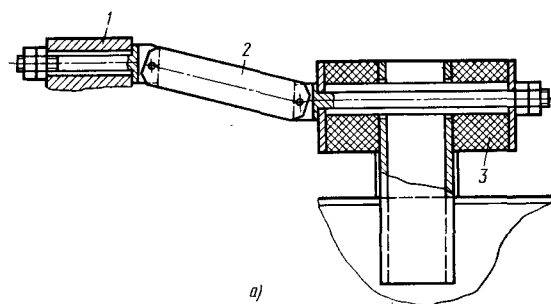
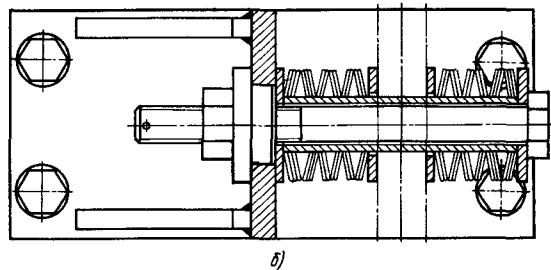


Рис. 12.26. Упругие опоры навесных редукторов: а — с промежуточной шарнирной тягой; б — с тарельчатыми пружинами



22,5 м. Краны рассчитаны для работы в помещении.

Металлоемкость и габариты привода механизма передвижения можно уменьшить благодаря применению планетарных передач [128]. Ходовое колесо с встроенной в него планетарной передачей показано на рис. 12.28.

В опорных грузовых тележках находят применение механизмы передвижения с раздельным и центральным приводами.

Механизмы передвижения с раздельным приводом выполняют с навесными мотор-редукторами или фланцевыми, связанными с ходовыми колесами с помощью зубчатой передачи; механизмы передвижения с центральным приводом — обычно с вертикальными редукторами. Ходовые колеса могут быть двух- или однорядными. Последние не рекомендуется применять для кранов группы режима 7К ... 8К.

#### 12.16. Характеристика механизмов передвижения опорных мостовых кранов группы режима 5К

Грузоподъемность крана, т	Скорость передвижения, м/с	Диаметр ходового колеса, мм	Двигатель		Редуктор	
			Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Тип	Передачное отношение
5	1,33	400	4,1	870	Ц2У-250	16
10	1,0	400	4,1	870	Ц3-Вкф-200	16
16	1,0	500	9,0	915	Ц2У-250	20
20	1,25	710	15	705	Ц2-400	21,5
32	1,25	710	15	705	Ц2-500	21,5
50	1,25	800	22	720	РМ-650	21,5

Грузовые тележки грузоподъемностью 16 ... 20 т часто выполняют с ходовыми колесами, установленными на консольные шейки вала, опирающегося на подшипники букс. При использовании вертикальных редукторов с болтовым креплением к раме тележки обойму зубчатой муфты закрепляют на ступице одного из колес (рис. 12.29). Среднюю часть вала часто выполняют в виде трубы. Навесные редукторы навешивают непосредственно на конец вала.

При установке каждого ходового колеса на две буксы часто применяют фланцевые вертикальные редукторы типа ВК, устанавливаемые по центру

рамы. Концы выходного вала редуктора соединяют с валами ходовых колес промежуточными валами с зубчатыми муфтами.

В табл. 12.17 приведена характеристика механизмов передвижения грузовых тележек опорных мостовых кранов группы режима 5К. Краны рассчитаны для работы в помещении.

Одвобалочные мостовые краны с консольной грузовой тележкой. Эти краны имеют коробчатый мост с направляющими для консольной грузовой тележки (рис. 12.30).

Пролетная балка этих кранов, имеющая несущую способность, равную несущей способности двухбалочного

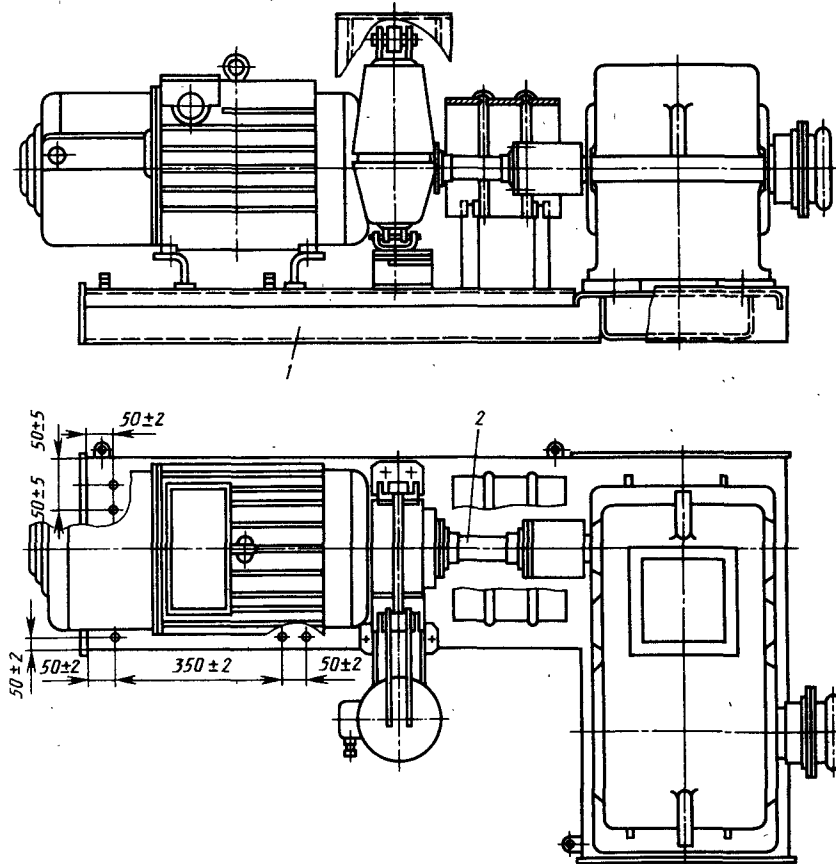


Рис. 12.27. Привод механизма передвижения с горизонтальным редуктором

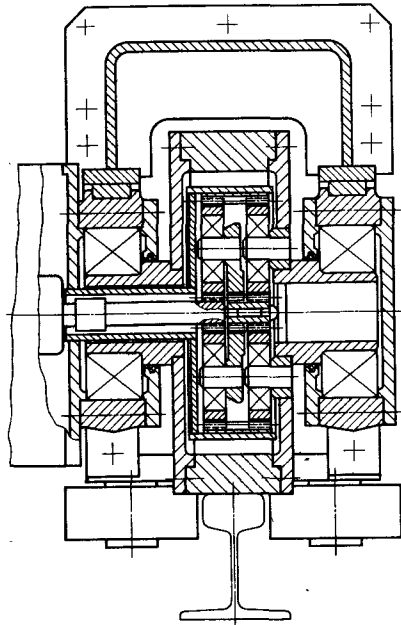


Рис. 12.28. Ходовое колесо с встроенным планетарным редуктором

моста, обладает меньшей металлоемкостью. Это обусловлено тем, что число вертикальных стенок уменьшено в 2 раза. Ширина пролетных балок составляет 100 ... 50 % их высоты.

#### 12.17. Характеристика механизмов передвижения грузовых тележек опорных мостовых кранов группы режима БК

Грузоподъемность крана, т	Скорость передвижения, м/с	Диаметр ходового колеса, мм	Двигатель		Редуктор	
			Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Тип	Передаточное отношение
5	0,63	250	1,4	885	Ц2У-250	16
10	0,68	250	2,2	885	В-400	16
16	0,63	250	2,2	890	В-400	16
20	0,65	320	3,0	985	В-400	24,5
32	0,6	400	5,0	930	ВК-475	31,5
50	0,60	500	7,5	930	ВК-350	31,5

Наиболее эффективны однобалочные краны с пролетами от 20 до 40 м; масса их соответственно на 15 ... 25 и 20 ... 40 % меньше массы двухбалочных кранов. Для однобалочных мостовых кранов характерно несимметричное расположение мостов относительно концевых балок, нагруженных, кроме вертикальной нагрузки, еще сосредоточенным изгибающим моментом. Поэтому у однобалочных мостовых кранов с небольшими пролетами вследствие большой массы концевых балок, общего снижения металлоемкости часто обеспечить не удается. Мосты обычно имеют прямоугольное сечение. Различные варианты расположения подтележечных направляющих и выполнения ходовой части приведены, например, в работах [4, 127]. Благодаря консольному приложению нагрузки суммарная нагрузка на ходовые колеса тележки существенно превышает вертикальную весовую нагрузку, что соответственно увеличивает сопротивление передвижению.

Наиболее часто однобалочные мостовые краны выполнены с тележкой, перемещающейся по двум направляющим. В однобалочном мостовом кране, показанном на рис. 12.31, а, по верхней направляющей перемещаются вертикальные и горизонтальные колеса. В данном случае верхняя грань моста может быть использована для устройства прохода. Передача горизонтальной нагрузки от верхней направляющей на балку затруднена; поэтому такой вариант выполнения подтележечных направляющих используют преимущественно для кранов грузоподъемностью 16 ... 20 т при ограниченном вылете подъемного механизма, в качестве которого обычно применяют электроталь.

В однобалочном кране, показанном на рис. 12.31, б, на балку действуют только вертикальные нагрузки; нагрузка на переднюю направляющую суммируется из весовой нагрузки и реакций от момента. Восприятие такой нагрузки вызывает известные трудности. Кроме того, в этом кране ограничена долговечность полок двутаврового профиля, по которому перемещаются колеса. По данной схеме вы-

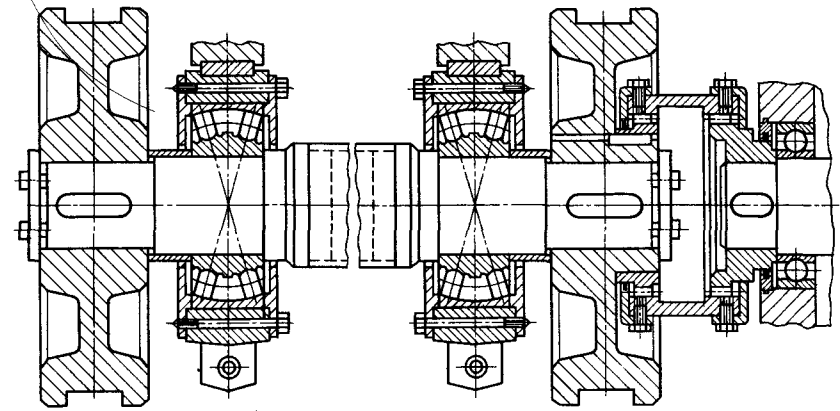


Рис. 12.29. Ведущий вал механизма передвижения тележки

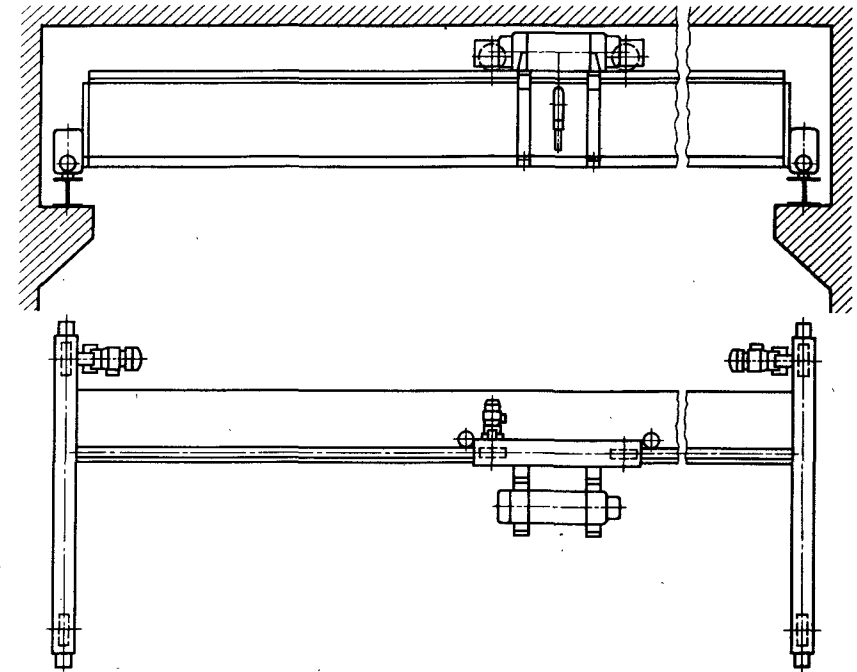


Рис. 12.30. Однобалочный мостовой кран с консольной грузовой тележкой

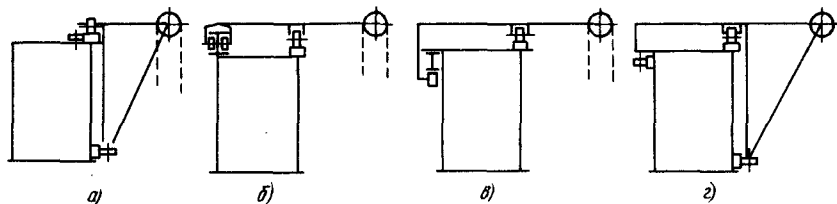


Рис. 12.31. Схемы сечений мостов одиобалочного мостового крана с консольной грузовой тележкой

пускают преимущественно монтажные краны грузоподъемностью до 125 т.

Одиобалочный кран, показанный на рис. 12.31, в, характеризуется увеличенным расстоянием между направляющими, что уменьшает нагрузку на колеса, а также улучшенными условиями работы тыльной направляющей. Однако в этом кране усложнена рама тележки.

Благодаря применению в одиобалочном кране трех направляющих (рис. 12.31, в) можно существенно снизить нагрузки на колеса — направляющая верхней грани моста воспринимает только весовые нагрузки, а направляющие вертикальных более высоких граней моста воспринимают нагрузки от момента. Эти особенности обуславливают целесообразность применения данной схемы для интенсивно эксплуатируемых кранов несмотря на определенное усложнение моста и тележки.

Трудоемкость изготовления одиобалочных кранов несколько выше, чем двухбалочных; сложнее механизм передвижения тележки, обслуживание которой менее удобно. Для кранов различных пролетов (см. рис. 12.31, а, в) приходится использовать сечения одинаковой высоты вследствие унификации грузовых тележек или применять различные тележки.

## 12.5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА МОСТОВЫХ КРАНОВ

**Расчетные нагрузки.** Нагрузки от массы конструкции для предварительных расчетов могут принимать по аналогии с выполненными кранами.

Для ориентировочной оценки массы двухбалочных опорных кранов могут

быть использованы следующие зависимости.

Масса мостовых кранов грузоподъемностью 5 ... 32 т

$$m_{кр} = k(L + 10)^{1,05} Q^{0,4}, \quad (12.1)$$

где  $k$  — корректирующий коэффициент; для кранов группы режима 3К, 5К и 7К он соответственно равен 0,20; 0,23; 0,29;  $L$  — пролет крана, м;  $Q$  — грузоподъемность, т.

Для мостовых кранов грузоподъемностью 40 и 50 т можно использовать зависимость

$$m_{кр} = k_1(L + 20),$$

где  $k_1 = 1,15; 1,20; 1,35$  соответственно для кранов группы режима 3К, 5К и 7К.

Масса грузовых тележек грузоподъемностью 5 ... 50 т

$$m_T = m_0 + k_T Q^\alpha. \quad (12.2)$$

Для кранов группы режима 3К, 5К и 7К соответственно  $m_0 = 1,0; 1,2$  и  $1,8$  т;  $k_T = 0,07; 0,08$  и  $0,20$  и  $\alpha = 1,15; 1,20$  и  $1,0$ .

При оснащении тележки механизмом вспомогательного подъема значение  $m_T$  следует увеличить на 1,0 ... 1,8 т.

Масса концевых балок (с механизмами передвижения) может быть определена по эмпирической формуле

$$m_{к.б} = 0,4 \frac{50 - L}{50} m_{кр}. \quad (12.3)$$

Масса пролетных балок

$$m_{п.б} = (1,1 \dots 1,15) (m_{п} + m_{ст} + m_{р}), \quad (12.4)$$

где  $m_{п}$ ,  $m_{ст}$ ,  $m_{р}$  — соответственно масса поясов, стенок и подтележечных рельсов.

Масса электрооборудования (аппараты управления, размещенные вне кабины, осветительные приборы, гибкий токоподвод, проводка)

$$m_0 = k_0(Q + 0,5L), \quad (12.5)$$

где  $k_0 = 0,01; 0,03$  и  $0,05$  соответственно для кранов группы режима 3К, 5К и 7К.

Масса кабины управления открытой, закрытой и закрытой с кондиционером ориентировочно составляет 0,5; 0,8 и 1,2 т (включая элементы крепления).

Масса 1 м площадки обслуживания с ограждением приблизительно равна 50 кг. Масса площадок механизмов передвижения для кранов грузоподъемностью 5 ... 12,5; 16 ... 20/5 и 32 ... 50/12,5 составляет 0,2; 0,3 и 0,4 т (для одной площадки).

Для мостовых кранов, выполненных с применением компактных узлов механизмов и электрооборудования (электротали, фланцевые мотор-редукторы с встроенными тормозами и др.), массу следует уменьшать на 15 ... 25 %. Для кранов группы режима 8К массу следует увеличивать на 30 ... 40 %.

Горизонтальные динамические нагрузки. Эти нагрузки возникают при

движении крана. Для кранов с типовой схемой ходовых частей (ребордные ходовые колеса и безребордные с расположением горизонтальных направляющих роликов с противоположных сторон одного или обоих рельсов) расчет ведут с учетом схемы действия сил по рис. 12.32, а, г.

На рис. 12.32, а показана схема действия распределенной нагрузки от массы пролетных балок; на рис. 12.32, б — схема действия сосредоточенной нагрузки от массы груза и тележки при расположении последней в центре пролета или вблизи последнего ( $e < 0,2L$ ). При смещении тележки ( $e \geq 0,2L$ ) для расчета следует использовать схему на рис. 12.32, в. Для кранов с коробчатым мостом при расположении тележки в крайнем положении допускается использовать упрощенную схему на рис. 12.32, г, при этом следует условно совмещать грузовую тележку с концевой балкой. Соответствующие формулы для определения осевых  $X$  и продольных  $Y$  реакций на ходовых колесах приведены в табл. 12.18.

Осевая нагрузка на ходовые колеса

$$F_0 = 0,015Z_{\max} \left( \frac{L}{A} + 1,33v_{кр} \right), \quad (12.6)$$

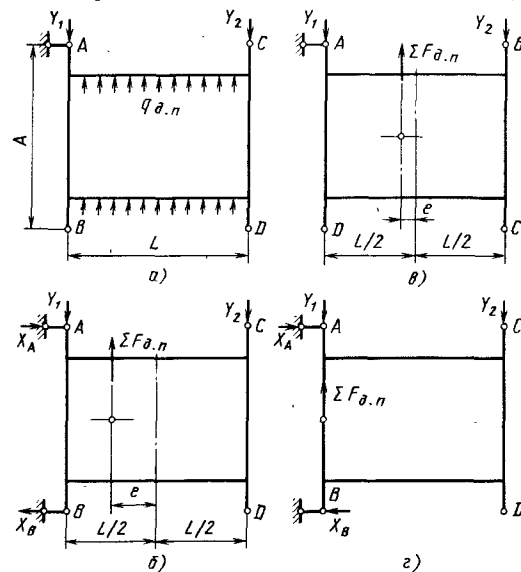


Рис. 12.32. Схемы для расчета горизонтальных динамических нагрузок

### 12.18. Реакции ходовых колес мостовых кранов при действии динамических нагрузок

Схема действия нагрузки по рис. 12.32	Реакция	
	продольная $Y_1 = Y_2 = Y$	осевая
a	$g_{д.п} L/2$	$X_A = X_B = X_C = X_D = 0$
b	$\sum \frac{F_{д.п.е}}{2}$	$X_A = X_B = X_C = X_D = 0$
в		$X_A = X_B = \sum \frac{F_{д.п.е}}{A}$ $X_C = X_D = 0$
г		$X_A = X_B = \sum F_{д.п.} \frac{L}{2A}$ $X_C = X_D = 0$

где  $Z_{\max}$  — максимальная вертикальная нагрузка на ходовое колесо при расположении тележки с номинальным грузом у края пролета;  $v_{кр}$  — скорость передвижения крана, м/с.

Осевую нагрузку  $F_0$  следует учитывать только при расчете концевых балок и элементов их крепления к пролетным балкам.

Расчетные сочетания нагрузок приведены в табл. 12.19.

В соответствии с ОСТ 24.090.72—83 проверка для сочетаний I—III обязательна. Кроме нагрузок сочетаний I—VI, в соответствующих случаях следует учитывать нагрузки испытательные, технологические и др.

Основные сочетания нагрузок, используемые при расчете отдельных элементов несущих конструкций, приведены в табл. 12.20.

При наличии балок с изменяющимся по длине сечением следует проверять напряжения при расположении тележки у места изменения сечения.

Расчет сопротивления усталости. Принимается, что в течение каждого цикла тележка перемещается в пределах  $1/4$  пролета в обе стороны от его середины. При отсутствии дополнительных требований проверяют только сопротивление усталости пролетной балки.

*Предельно допустимые прогибы  $f/L$*  пролетных балок мостовых кранов при расположении тележки с грузом в центре пролета приведены в табл. 12.21.

При применении электроталей без тормозов на механизме передвижения и отсутствии у моста крана строительного подъема прогиб не должен превышать  $1/400$ .

При определении силовых факторов, действующих в элементах коробчатых и трубчатых мостов от вертикальных и горизонтальных нагрузок, допускается принимать, что *пролетные и концевые балки расположены в одной горизонтальной плоскости*, проходящей через нейтральные оси сечений пролетных балок. При этом вертикальные нагрузки рассчитывают исходя из шарнирного соединения пролетных балок с концевыми (рис. 12.33). Отказ от этого допущения не приводит к существенному изменению силовых факторов; исключение составляет случай расположения тележки около края пролета в сочетании с осадкой крайнего рельса [133].

При наличии внецентренно приложенных нагрузок, например от массы смонтированных на мосту оборудования, площадок и др., а также при несимметричном расположении подтележечных рельсов относительно вертикальной нейтральной плоскости пролетных балок следует учитывать дополнительные моменты

$$M_i = D_i e,$$

где  $D_i$  — вертикальная нагрузка;  $e$  — плечо действия нагрузки относительно нейтральной плоскости балки.

Вертикальные нагрузки на ходовые колеса грузовой тележки (при отсутствии шарнирных соединений в раме последней) с учетом того, что суммарная вертикальная нагрузка  $\sum F_B$ , действующая на раму тележки, распре-

### 12.19. Основные расчетные сочетания нагрузок

Нагрузка	Сочетания нагрузок					
	I	II	III	IV	V	VI
	При рабочем состоянии мостового крана				При нерабочем состоянии мостового крана	При расчете сопротивления усталости
От массы крана и грузозахватного устройства	+	+	+	+	+	+
От массы груза	+	+	+	+	—	+
Ветровая на кран в нерабочем состоянии	—	—	—	—	+*2	—
Динамическая при работе механизма:						
подъема	+	—	—	—	—	+*1
передвижения (горизонтальная)	—	+	—	—	—	+*2
Динамическая нагрузка вследствие неровностей путей	—	—	—	+	—	—
Динамическая при ударе буфера	—	—	—	+	—	—
Осевая на ходовые колеса	—	—	+	—	—	—

\*1 50 % от расчетного значения.

\*2 30 % от расчетного значения.

\*3 Для пролетов более 40 м.

### 12.20. Сочетания нагрузок для расчета элементов металлоконструкций

Элемент и проверяемый участок	Расположение грузовой тележки	Расчетное сочетание в соответствии с данными табл. 12.19
Пролетные балки, средняя часть	У центра пролета	I—III, V, VI
Пролетные балки, концевые участки	У концевого участка	I—III, V
Концевые балки	В крайнем положении у концевой балки	IV, II

деляются между ходовыми колесами в соответствии со схемой на рис. 12.34:

$$F_{BA} = \sum F_B \frac{l_2}{K} \frac{b_2}{A_T};$$

$$F_{BB} = \sum F_B \frac{l_1}{K} \frac{b_2}{A_T};$$

$$F_{BC} = \sum F_B \frac{l_1}{K} \frac{b_1}{A_T};$$

$$F_{BD} = \sum F_B \frac{l_2}{K} \frac{b_1}{A_T}.$$

Суммарную горизонтальную нагрузку  $\sum F_T$ , действующую на тележку,

## 12.21. Предельно допустимые прогибы пролетных балок мостовых кранов

Наличие и расположение кабины управления	Группа режима крана					
	1К	2К, 3К	4К, 5К	6К, 7К	8К	
Кабина отсутствует	$\frac{1}{400}$	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{700}$	—	
Кабина установлена у края моста	$\frac{1}{400}$	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{600}$	$\frac{1}{800}$	$\frac{1}{900}$	
Кабина установлена в центре моста или на подвижной тележке	$\frac{1}{400}$	$\frac{1}{600}$	$\frac{1}{800}$	$\frac{1}{1000}$	$\frac{1}{1000}$	

распределяют между ее ходовыми колесами, пропорционально действующим на последние вертикальным нагрузкам.

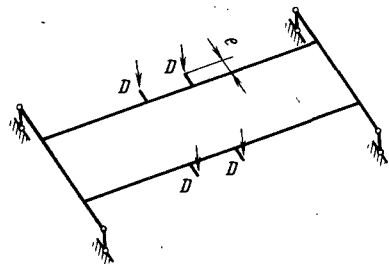


Рис. 12.33. Расчетная схема рамы моста при действии вертикальных нагрузок от ходовых колес тележки

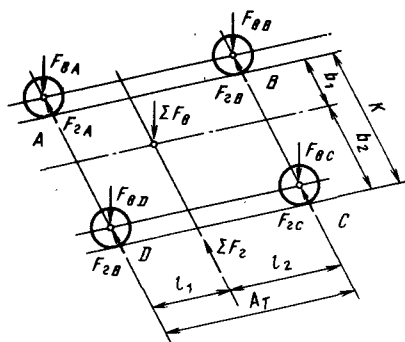


Рис. 12.34. Схема распределения нагрузок от ходовых колес грузовой тележки

**Особенности расчета несущих конструкций кранов отдельных типов. Однобалочные краны с электроталиями.** Изгибающие моменты, действующие в горизонтальной плоскости, определяют по рис. 12.35, на котором показаны эпюры изгибающих моментов. Горизонтальные подкосы учитывают только для случая несимметричного нагружения (рис. 12.35, в); при этом усилие в подкосе

$$N = \pm F \frac{L}{2m}; \quad m = \frac{L}{(L-l') \sin \alpha}.$$

Для пролетных балок с незамкнутым сечением следует учитывать стесненное кручение; для ездовых полок обязательны учет местных напряжений под ходовыми колесами тали.

При проверке общей устойчивости пролетных балок, подкрепленных подкосами (с одной или обеих сторон крана), в расчет вводят длину участка  $l'$  между точками крепления (рис. 12.35, в).

При расчете решетчатых пролетных строений однобалочных кранов необходимо иметь в виду, что при действии на мост вертикальной нагрузки в работу верхней грани включается и ездовая монорельс, воспринимающий приблизительно 30% общей сжимающей нагрузки. Это соответственно уменьшает усилия, действующие в боковых поясах верхней грани [95].

Двухбалочные краны с коробчатыми пролетными балками. При проверке на действие вертикальных нагрузок

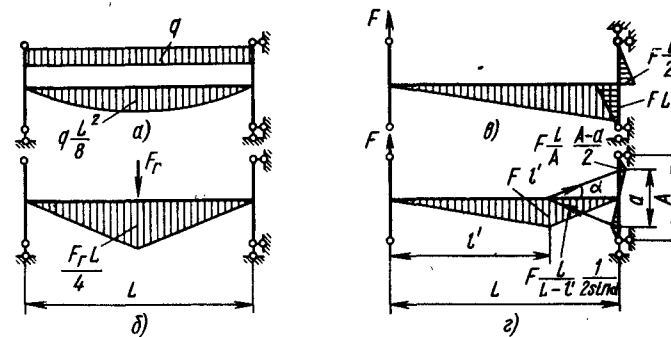


Рис. 12.35. Эпюры изгибающих моментов, действующих на мост однобалочного мостового крана при действии горизонтальной динамической нагрузки:

а — от равномерно распределенной нагрузки  $q$ ; б — от сосредоточенной нагрузки в пролете; в, г — от нагрузки, приложенной к концевой балке соответственно для пролетной балки без подкоса и с подкосами

принимают, что пролетные балки шарнирно опираются на концевые балки. При проверке на действие горизонтальных нагрузок мост рассматривают как замкнутую статически неопределимую раму, определение силовых факторов в элементах которой выполняют с использованием методов строительной механики.

Для пролетных балок учитывают крутящие моменты  $M = F_{Гi} e_i$  [здесь  $F_{Гi}$  — горизонтальные нагрузки на ходовые колеса грузовой тележки (см. рис. 12.34);  $e_i$  — расстояние от точки приложения нагрузки  $F_{Гi}$  до нейтральной плоскости пролетной балки].

Эти моменты суммируют с крутящими моментами от эксцентрично действующей вертикальной нагрузки (см. рис. 12.32). При расчете на кручение пролетные балки рассматривают как стержни, заделанные по концам от поворота. Допускается не проводить проверку на кручение пролетных балок при пролетах моста более 19,5 м.

Проверка мостовых кранов на действие горизонтальных нагрузок. Коробчатые пролетные балки допускаются не проверять на действие горизонтальных нагрузок при отношении высоты сечения  $h$  к его ширине  $B$   $h/B \leq 2,5$ .

На рис. 12.36 показаны эпюры изгибающих моментов в пролетных и концевых балках моста. Эпюра изгибающих моментов при действии

приложенных в центре пролета сосредоточенных нагрузок  $F = 2F_{Г}$  д показана на рис. 12.36, б, а от распределенной нагрузки  $q$ , действующей в продольном направлении пролетных балок, на рис. 12.36, а.

Изгибающие моменты в соответствии со схемами, приведенными на рис. 12.36, а и б, имеют вид

$$M_1 = \frac{FL}{4} \frac{4k+3}{4k+6};$$

$$M_2 = \frac{FL}{4} \frac{3}{4k+6};$$

$$M_1 = \frac{qL^2}{8} \frac{2k+1}{2k+3};$$

$$M_2 = \frac{qL^2}{8} \frac{2}{2k+3},$$

$$\text{где } k = \frac{Y_2}{Y_1} \frac{b}{2L}.$$

Для ориентировочных расчетов можно принимать при действии сосредоточенной нагрузки  $M_1 \approx M_2 = 0,125FL$ . При действии распределенной нагрузки  $M_1 = \frac{qe^2}{8}$ ;  $M_2 \approx 0$ .

Согласно схеме на рис. 12.36, в, значения моментов составляют

$$M_3 = FL \frac{A-b}{2};$$

$$M_4 = FL \left( \frac{b}{2A} - \frac{mb}{2L} \right);$$

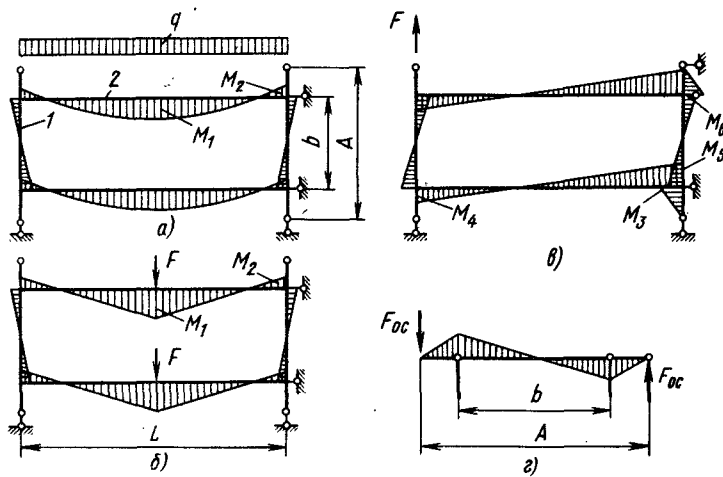


Рис. 12.36. Эпюры изгибающих моментов в мосту двухбалочного мостового крана при действии горизонтальной нагрузки: а — равномерно распределенной; б — центрально-сосредоточенной; в — приложенной к одной из концевых балок; г — осевой

$$M_5 = M_3 + F \frac{mb}{4}; \quad M_6 = F \frac{mb}{4};$$

$$m = \frac{L \left( \frac{b^2}{6A} + Lk' \frac{b - 0,5A}{A} \right)}{\frac{b}{2} \left( \frac{b}{3} + Lk' \right)},$$

где  $k' = Y_1/Y_2$ .

Расчетная эпюра изгибающих моментов в концевой балке с учетом осевых нагрузок показана на рис. 12.36, г.

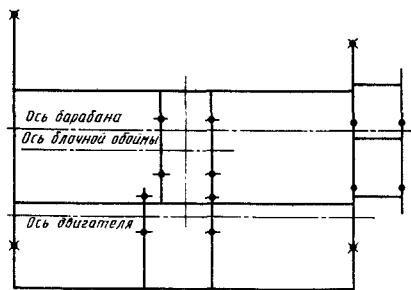


Рис. 12.37. Расчетная схема рамы грузовой тележки:

—х— — опорные точки; — — — — точки передачи нагрузки от массы установленного оборудования

Уточненный расчет двухбалочных мостов, в том числе с учетом пространственной работы конструкции, приведен в работе [55].

Для ориентировочных расчетов можно принять

$$M_4 = 0,2FL; \quad M_5 = 0,3FL.$$

**Рамы грузовых тележек.** Эти рамы рассматривают как плоскую систему в виде шарнирно соединенных между собой стержней, испытывающих действие нагрузок, передающихся от массы установленного на раме оборудования. Расчетная схема рамы показана на рис. 12.37.

Для элементов, приваренных к гладким листам настила, в расчетное сечение вводятся прилегающие к верхним кромкам элементов полосы, ширина которых в 10 ... 15 раз больше толщины настила. Рифленные листы могут учитываться только при условии изготовления их из стали марки, допущенных для изготовления несущих конструкций и приварки швом соответствующего качества.

Коэффициенты условий работы  $\gamma_c$  для расчета элементов металлических конструкций мостов различных типов приведены в табл. 12.22.

## 12.22. Коэффициенты условий работы $\gamma_c$

Мост	Особенности конструкции элемента	$\gamma_c$	Примечание
Однбалочный с подвесной моно-рельсовой грузовой тележкой	Пролетное строение из одиночной (из проката) или составной одностенчатой двутавровой балки	1,0	—
	Пролетное строение коробчатого сечения	0,95	—
	Пролетное строение с трубчатой несущей балкой и ездовым монорельсом при отношении наружного диаметра $D$ трубы к толщине $t$ стенки: $D/t \leq 200$ $D/t > 200$	0,90 0,80	— Напряжения от деформации контура трубы не учитываются
Однбалочный решетчатый мост	Решетчатая конструкция П-образного очертания с центральным монорельсом:	1,0	—
	пояса и элементы вертикальных решеток элементы горизонтальной решетки	0,85	—
Двухбалочный мост	Двутавровые пролетные балки	1,0	—
	Коробчатые пролетные балки при центральном расположении подтележечного рельса:	0,85	—
	в середине верхнего пояса у края балки	0,75	С учетом стесненного кручения $\gamma_c = 0,85$
Переходные участки пролетных балок всех видов	При скруглении радиусом: $r \geq 0,5h$	0,65	При расчете без учета местных напряжений
	[здесь $h$ — высота меньшего (более низкого) участка] $r < 0,5h$	0,50	
Концевые балки кранов всех видов	Надбуксовые части с угловыми буксами для мостовых кранов группы режима:	0,55	То же
	3К ... 5К	0,40	
	6К ... 8К	0,40	
	Остальные элементы концевых балок с угловыми буксами, а также концевые балки других видов для мостовых кранов группы режима:	0,80	
3К ... 5К	0,60	—	
6К ... 8К	0,60	—	

Продолжение табл. 12.22

Мост	Особенности конструкции элемента	$\gamma_c$	Примечание
Кронштейны настилов, ограждения и прочие вспомогательные элементы	—	0,80	
Рамы грузовых тележек двухбалочных кранов	Балки ходовых колес Остальные элементы	0,85 0,75	Без учета пространственной работы рамы

При использовании уточненных методов расчета значения коэффициентов, приведенные в табл. 12.22, допускается корректировать в сторону увеличения. Например, при учете местных напряжений в переходных зонах

надбуксовых участков и местах изменения высоты пролетных балок значения  $\gamma_c$  могут быть увеличены по сравнению со значениями в табл. 12.22 на 25 ... 40 %, но не превосходить значение 0,85.

## Глава 13 КОЗЛОВЫЕ КРАНЫ

### 13.1. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ

По назначению козловые краны разделяют на краны общего назначения (перегрузочные), строительно-монтажные и специального назначения (для гидротехнических сооружений). Преимущественное распространение получили козловые краны общего назначения.

Требования к козловым двухконсольным кранам общего назначения регламентирует ГОСТ 7352—81. Эти краны имеют грузоподъемность 3,2 ... 32 т. Двухконсольные козловые краны (рис. 13.1) имеют двухстоечные опоры, однобалочные или реже — двухбалочные мосты. По такой же конструктивной схеме изготавливают большинство кранов специального назначения. Козловые краны с электроталями (грузоподъемностью 8 ... 12,5 т и пролетом до 20 ... 25 м) обычно выполняют с трубчатым или коробчатым мостом, иногда усиливаемым шпренгельной системой. Козловые краны грузоподъемностью 12,5 ... 32 т и пролетом 25 ... 32 м в основном изготавливают с решетчатой металлоконструкцией; подвесная грузовая тележка — монорельсовая или двухрельсовая.

Козловые краны с двухбалочным мостом (рис. 13.1, б) более металлоемки; основным их преимуществом является возможность применения типовых грузовых тележек от мостовых кранов и изготовление коробчатых пролетных балок по отработанной технологии.

Козловые краны с однобалочными мостами и одностоечными опорами (рис. 13.1, в) применяют редко, что в значительной мере объясняется относительной сложностью консольной грузовой тележки.

Анализ конструктивных схем и параметры козловых кранов приведены в работе [2].

### 13.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

Грузовые тележки и механизмы кранов. Масса канатных грузовых тележек с учетом массы грузовой и тяговой лебедок составляет 5 ... 10 % массы номинального груза. Канатные грузовые тележки находят применение только в кранах группы режима 1К ... 3К, так как при перекатывании грузового каната по блокам полиспаста существенно увеличивается сопротив-

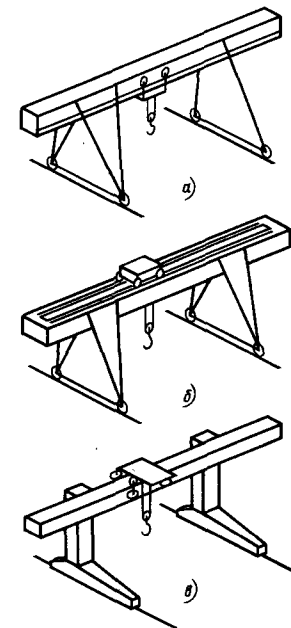


Рис. 13.1. Двухконсольные козловые краны

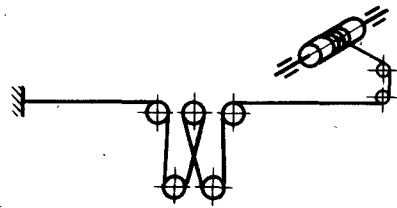


Рис. 13.2. Схема запасовки каната при установке грузовой лебедки на мосту

ление передвижению тележки, что приводит к ускоренному износу каната. Для предотвращения чрезмерного провисания грузового каната приходится увеличивать массу грузовой подвески.

Типовая схема запасовки грузового каната при установке грузовой лебедки на мосту показана на рис. 13.2. На рис. 13.3 показан концевой крон-

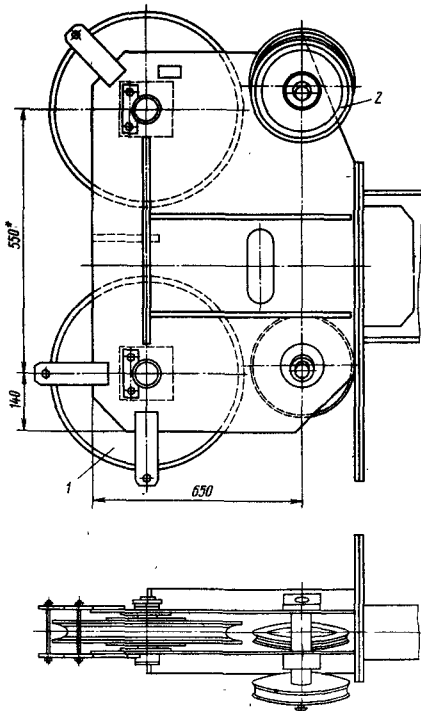


Рис. 13.3. Схема концевой кронштейна

штейн моста с установленными на нем отклоняющими блоками грузового 1 и тягового 2 канатов.

Для обеспечения беспрепятственного прохода канатов блоки расположены с наклоном относительно горизонтальной плоскости.

При установке тяговой лебедки на мосту (рис. 13.4, а) необходимо устанавливать дополнительные отклоняющие блоки; требуется тяговый канат большей длины, что усложняет натяжные устройства и способствует увеличению колебаний тележки при пуске и торможении механизма.

Лебедки могут быть выполнены с канатоведущим желобчатым шкивом и нарезным барабаном. Минимальный диаметр  $D_{\text{шк}}$  шкива должен быть не менее наименьшего допустимого диаметра блока и соответствовать группе режима механизма. Угол наклона образующей (касательной к образующей) должен быть несколько более угла  $\alpha$  трения каната о шкив ( $\text{tg } \alpha \approx 0,15$ ).

Профиль желоба часто выполняют по дуге окружности; однако в этом случае можно навить только три-четыре витка каната, так как дальнейшее увеличение их числа приводит к тому, что витки будут располагаться на участках со значительным наклоном  $\alpha$  образующей, что приведет к резкому повышению трения между ними (рис. 13.5, а). При шкиве коноховидного профиля (рис. 13.5, б) число витков может быть увеличено до пяти-шести. Шкивы следует изготавливать из стали с закалкой поверхностного слоя на глубину не менее 2 ... 3 мм (HRC 30 ... 35).

Иногда применяют компактные шкивы с одним ручьем, профиль которого для увеличения тяговой способности выполняют клиновидным или полукруглым с подрезом. Однако их тяговая способность и долговечность ниже, чем у многообхватных шкивов.

Вследствие проскальзывания каната по шкиву лебедки с канатоведущим шкивом рекомендуются для механизмов группы режима до 3М и скорости движения 0,6 ... 0,8 м/с и при условии обеспечения необходимого минимального натяжения сбегавшей ветви каната. Лебедки с нарезными канатными

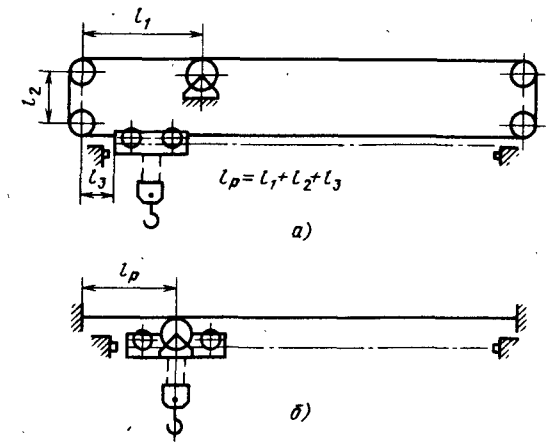


Рис. 13.4. Схемы канатно-тяговых механизмов передвижения грузовых тележек:

а — при расположении лебедки на мосту; б — при расположении лебедки на грузовой тележке

барабанами надежны, но обладают большими габаритами и массой.

Внутренний диаметр поддерживающих блоков тягового каната (по диаметру ручки)  $D_{\text{б}} \geq 8d_{\text{к}}$ ,  $D_{\text{б}} \geq 1,5D_{\text{н.п}}$  (здесь  $d_{\text{к}}$  — диаметр каната;  $D_{\text{н.п}}$  — диаметр наружного кольца подшипника).

Ход натяжения тягового каната ориентировочно может составлять 0,8 ... 1,2% и 1,5 ... 2,5% длины пути тележки для лебедок соответственно с нарезными барабанами и шкивами.

При ходе тележки 40 ... 45 м рекомендуется применять натяжные лебедки (рис. 13.6). Для фрикционных лебедок иногда применяют автомати-

ческие натяжные устройства (грузовые или пружинные). Их рекомендуется использовать при скорости передвижения 0,3 ... 0,5 м/с и ходе тележки 20 ... 25 м. В качестве натяжных используют поворотные под действием собственного веса лебедки, рамы которых шарнирно смонтированы на основании с обеих сторон от шкива.

У монорельсовой канатной тележки для уменьшения изгибающего момента, нагружающего монорельс, подвески рамы блоков выполнены со сферическими опорными элементами.

Кроме ограниченного срока службы монорельса, следует отметить неустойчивое положение тележки и кабины в поперечном направлении. Боковое

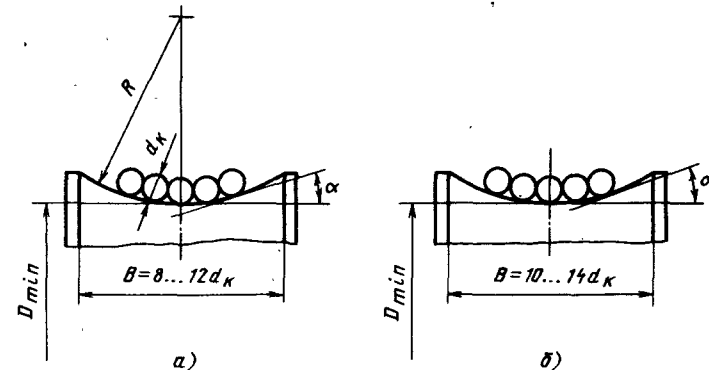


Рис. 13.5. Профиль желобчатого шкива:

а — круглый; б — коноховидный



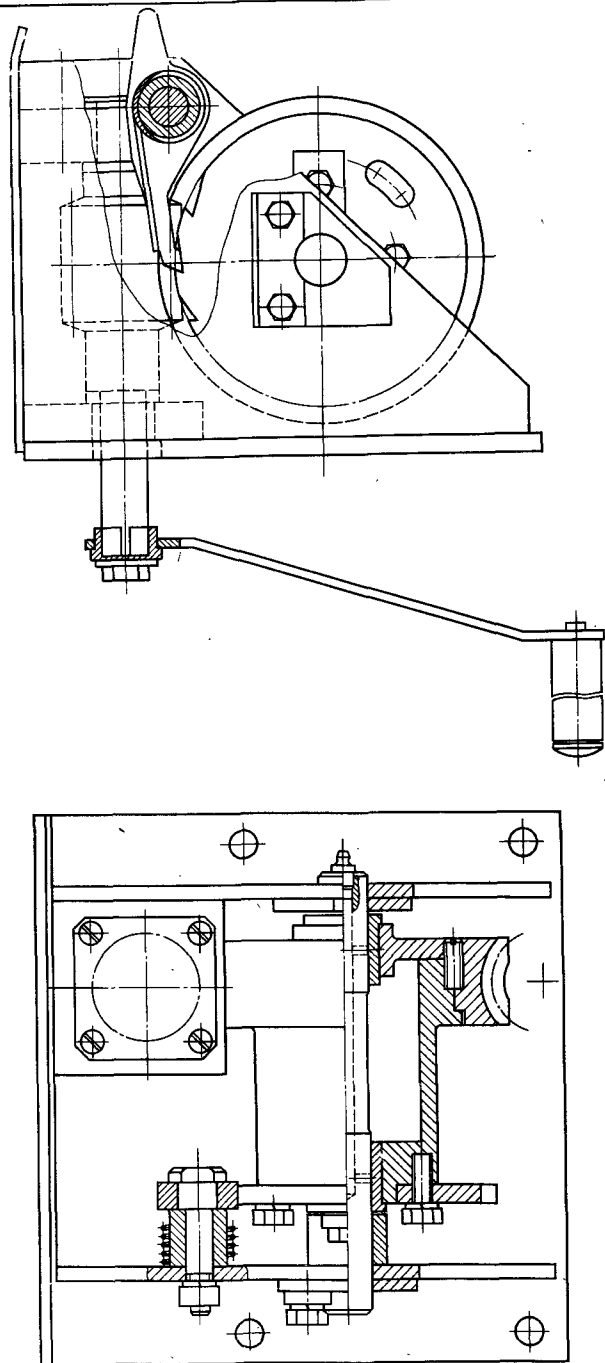


Рис. 13.6. Ручная натяжная лебедка с тяговым усилием 5 кН

раскачивание тележки и передвижной кабины, которое не устраняется применением упорных роликов, отрицательно влияет на условия работы крановщика. При действии на тележку боковых нагрузок или при возникновении эксцентриситета в механизмах с траверсой при подъеме грузов упорные ролики оказывают воздействие на нижние пояса моста. В некоторых случаях для перемещения кабины предусматривают дополнительные монорейльсы, что, однако, увеличивает металлоемкость конструкции. Козловые краны с двухрельсовыми подвесными тележками не имеют этих недостатков. Иногда двухрельсовые подвесные тележки снабжают монорельсовыми каретками, а нижние пояса моста выполняют из двутавровых балок. Однако при этом резко возрастает число ходовых колес; усложняются и становятся менее надежными узлы крепления балок к решетке граней моста.

Более распространены краны с тележками, перемещающимися по направляющим, уложенным на нижние пояса. Рамы таких тележек для обеспечения равномерного распределения нагрузок на подтележечные направляющие часто выполняют с опиранием по трехточечной схеме. При использовании тележек с грузовыми лебедками на одном из торцов рамы закрепляют шарнир для соединения поперечной балки несущей стойки с ходовыми колесами. В канатных тележках поперечину прикрепляют к торцу балки, на которой установлены канатные блоки. В этом случае уменьшается высота тележки, что позволяет рамы балансиров ходовых колес монтировать на оси торцов поперечины.

Для улучшения компоновки узлов примыкания стоек к мосту следует максимально ограничивать поперечные габариты ходовых частей грузовой тележки. Поэтому в самоходных тележках применяют малогабаритные редукторы или механизмы передвижения выполняют с центральным приводом.

Грузовая тележка козлового крана ККЛ-16 грузоподъемностью 16 т (рис. 13.7), рама которой опирается на три точки (две стойки 1 и поперечину, соединяющую стойки 2), показана на рис. 13.7. Выходной вал ре-

дуктора механизма передвижения этой тележки связан с вертикальными зубчатыми передачами, передающими вращение на валы консолю закрепленных ходовых колес.

Основания стоек 1 связаны соответственно с рамой и балансирной поперечной с помощью болтовых фланцев и шарниров. Это позволяет разворачивать стойки при съеме тележки с моста. Тележка снабжена пространственной подвеской, на траверсе которой смонтирован механизм для разворота цапфы грузозахватного органа (рис. 13.8).

Механизмы передвижения крана. Их выполняют в виде одноколесных или балансирных тележек, соединяемых с основанием стоек опор или ходовых балок.

Приводные двигатели этих механизмов имеют фазный ротор; в козловых кранах с электротальями грузоподъемностью 5 т и менее часто применяют короткозамкнутые двигатели.

Типовые кинематические схемы механизмов передвижения приведены на рис. 13.9.

По схеме на рис. 13.9, а на выходном валу редуктора установлено колесо, сцепляющееся с зубчатым венцом ходового колеса (или с зубчатым колесом, посаженным на консольный конец вала колеса). Такие механизмы передвижения применяют в козловых кранах группы режима 1К... 3К при мощности двигателя 3... 5 кВт.

Установлено, что консольная реверсивная нагрузка на вал при интенсивной работе быстро приводит к ослаблению крепления редуктора и даже к поломке его лап. Попытки усилить крепления, увеличив прочность болтов и установив упоры и др., положительных результатов не дают. Поэтому иногда выходной вал редуктора выполняют с третьей дополнительной опорой. В результате удается уменьшить нагрузку на корпус редуктора, однако выверка положения трехопорного вала трудоемка.

В некоторых механизмах передвижения вал ведущего колеса монтируют на двух опорах и соединяют с редуктором зубчатой муфтой. Однако это приводит к существенному увеличению ширины ходовой тележки.

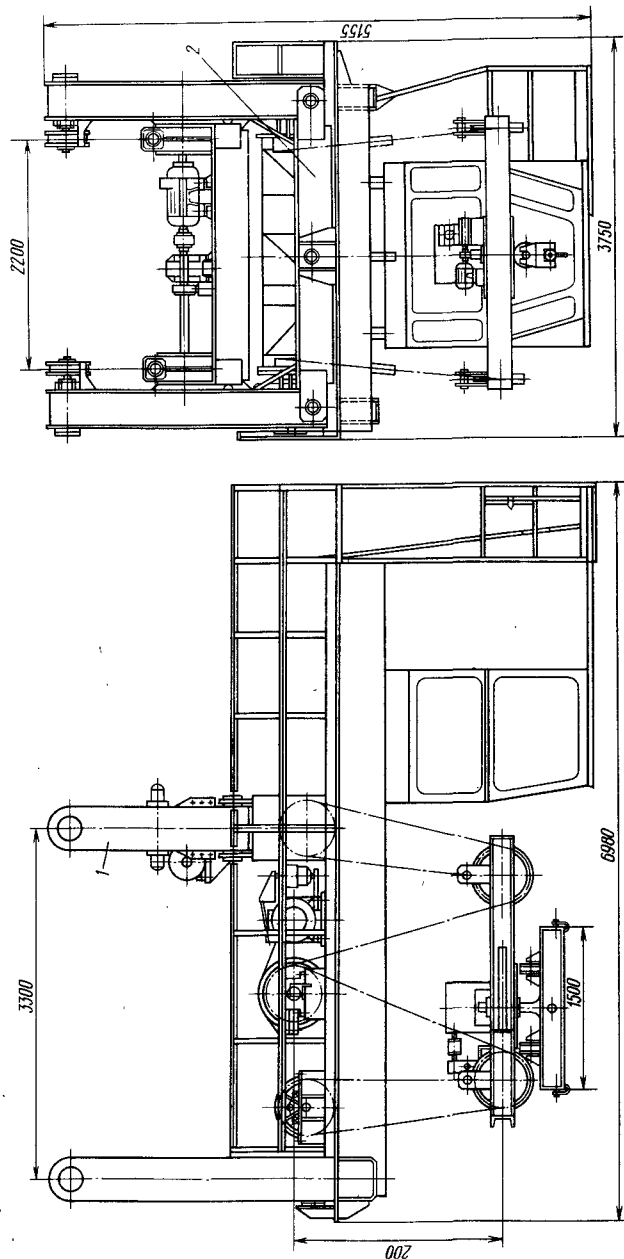


Рис. 13.7. Грузовая тележка козлового крана грузоподъемностью 16 т с пространственной подвеской

У механизма передвижения с навесным редуктором (рис. 13.9, б) отсутствует консольная нагрузка и открытые передачи. Иногда валы редуктора и колеса соединяют с помощью жесткой тарельчатой муфты.

В балансирных тележках используют преимущественно механизм передвижения, показанный на рис. 13.9, в. Балансирные тележки могут быть выполнены с установленными на промежуточные ходовые колеса зубчатыми венцами, связанными между собой колесом.

В козловых кранах находят применение различные узлы установки ходовых колес. Например, могут быть использованы типовые узлы мостовых кранов с угловыми буксами. Однако рамы тележек с такими буксами сложны в изготовлении и металлоемки; на торцовых частях рам часто трудно закрепить противоугольные захваты ввиду их небольших размеров. Для устранения этого недостатка буксы тележек располагают внутри опоры, при этом, однако, приходится поднимать стяжку над тележками. Этого недостатка лишены тележки с упрощенными буксовыми узлами — с цилиндрическими буксами, сварными буксами с косым разъемом и др. Для козловых кранов группы режима 1К...5К применяют ходовые колеса на неподвижных осях и с зубчатыми венцами.

При использовании горизонтальных редукторов компоновка и рама тележки обычно усложняются; возрастают боковые габариты тележки.

При использовании вертикальных редукторов можно значительно снизить массу и габариты тележки. На рис. 13.10 показана ходовая тележка с навесным редуктором и фланцевыми буксами.

Двухколесная балансирная тележка козлового крана ККЛ грузоподъемностью 32 т и пролетом 32...40 м показана на рис. 13.11.

Редуктор в этой тележке фиксируют от проворота тягой 6, устанавливаемой в проушину 5 рамы тележки. На тяге, снабженной гайками 1, 4, закреплена дистанционная трубка 3. Между проушиной 5, головкой 2 закладного пальца корпуса редуктора и трубкой 3, а так-

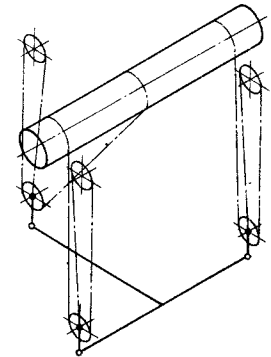


Рис. 13.8. Схема запаски грузового каната козлового крана грузоподъемностью 16 т

же гайками 1 и 4 размещены сферические шайбы 8 и подкладки 7 со сферическими гнездами, благодаря чему обеспечивается самоустановка тяги.

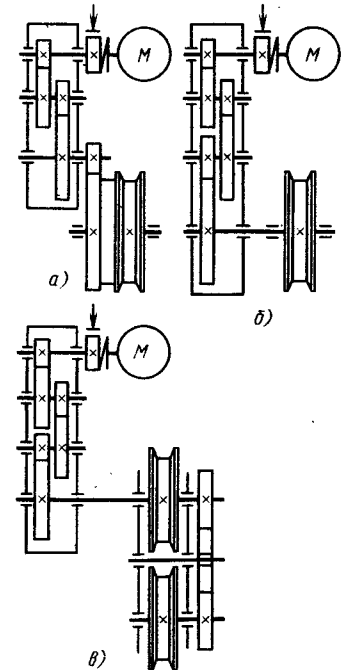


Рис. 13.9. Кинематические схемы механизмов передвижения кранов

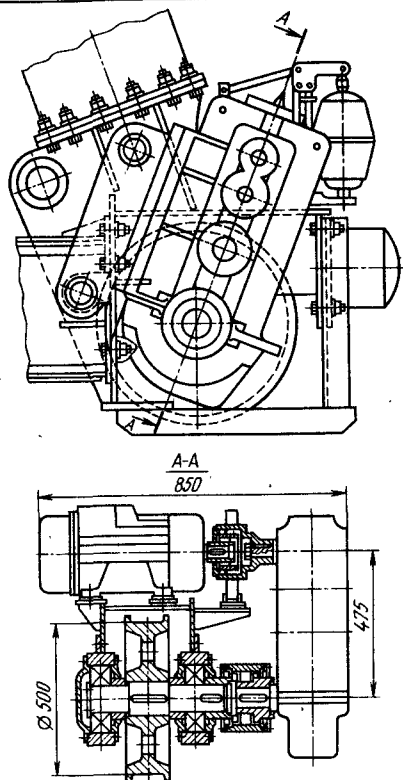


Рис. 13.10. Ходовая тележка козлового крана грузоподъемностью 12,5 т

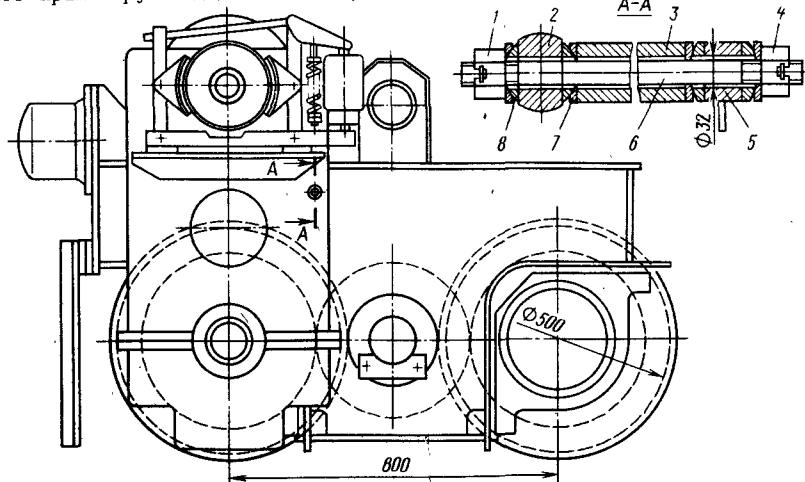


Рис. 13.11. Ходовая тележка козлового крана ККЛ грузоподъемностью 32 т

Для возможности регулирования положения ходовых колес фланцы ходовых тележек снабжают центральными шипами, а для крепежных болтов предусматривают удлиненные отверстия. Оси балансиров и ходовых колес рекомендуется устанавливать в расточки накладок. Для кранов с обеими жесткими опорами целесообразно предусматривать возможность смещения (в пределах 10 ... 20 мм) ходовых колес в осевом направлении.

Вертикальная нагрузка на ходовое колесо (без учета ветровых и инерционных сил) при рельсах, уложенных на щебеночно-гравийное основание для кранов группы режима 4К ... 7К, не должна превышать 200 ... 230 кН; для кранов группы режима 1К ... 3К ее можно повысить на 20 ... 30 %. Применять ходовые колеса диаметром менее 400 мм не рекомендуется. Модуль зацепления открытой передачи следует принимать не менее 6 мм. Для оценки суммарной мощности (кВт) двигателей механизмов передвижения кранов группы режима 3К ... 5К может быть использована следующая зависимость:

$$P \approx (0,5 \dots 0,8) v (m_{гр} + m_{кр}),$$

где  $m_{гр}$  — масса груза, т;  $m_{кр}$  — масса крана, т;  $v$  — скорость передвижения, м/с.

### 13.3. МОНТАЖ КРАНОВ

Общим требованием монтажа козлового крана является обеспечение минимальной трудоемкости и стоимости. К кранам, предназначенным для установки на различных объектах, часто предъявляют требования подъема полностью собранных на монтажной площадке кранов в рабочее положение.

Перечисленные выше требования могут быть удовлетворены с использованием различных конструктивных приемов.

Козловые краны с двухстоечными опорами обычно выполняют с шарнирным креплением стоек к мосту. Это позволяет осуществлять самоподъем крана методом напорного стягивания оснований стоек монтажными полиспастами. Ранее для кранов грузоподъемностью 5 ... 12,5 т эту операцию стремились выполнять без применения других грузоподъемных механизмов. Для этого ходовые тележки снабжали канатными барабанами и приспособлениями, позволяющими на период монтажа подключить эти барабаны к приводу.

В последнее время такие барабаны предусматривают только в кранах, предназначенных, например, для строительных работ (частые перебазировки). Иногда на стойках устанавливают обоймы монтажных полиспастов, но в основном ограничиваются устройством проушин для их соединения. Для стягивания полиспастов используют другие лебедки или тракторы.

В связи с широким распространением стреловых самоходных кранов, в том числе большой грузоподъемности (100 ... 250 т), подъем моста козловых кранов все чаще производят двумя стреловыми самоходными кранами, а при пролете 16 ... 25 м одним стреловым самоходным краном, причем ходовые колеса, прикрепленные к стойкам, которые шарнирно соединены с мостом, при подъеме перемещаются по крановым рельсам.

Монтаж козловых кранов должен быть выполнен методом стягивания опор или с использованием других кранов.

Для кранов с относительно большой высотой подъема (12 ... 13 м) эти

способы не всегда приемлемы. Значительная длина стоек опор, имеющих в начальный период монтажа угол наклона, затрудняет их стягивание.

В ряде случаев, например, на складах лесопромышленных предприятий, не имеется возможности использования стреловых кранов необходимых параметров. В этом случае может быть использован метод монтажа с первоначальным подъемом опор в рабочее положение, в котором они удерживаются системой расчалок. Затем с помощью полиспастов, верхние обоймы которых прикреплены к ригелям опор, опоры поднимают и к ним крепят заранее собранный на нулевой отметке мост.

Аналогичным образом монтируют краны с одностоечными опорами. У таких кранов предусматривают также шарнирное соединение стоек с опорными балками. Это позволяет с помощью монтажных мачт или кранов развернуть стойки совместно с прикрепленным к ним мостом в рабочее положение.

Особенности различных способов монтажа, а также указания по расчету элементов кранов и используемых при монтаже приспособлений приведены в работе [2].

### 13.4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА

При предварительных расчетах козловых кранов с одной гибкой и другой жесткой опорой распределение нагрузки от массы крана между опорами можно принимать по данным табл. 13.1.

На рис. 13.12 показана зависимость распределенной массы моста от произведения грузоподъемности на пролет козлового крана.

Масса 1 м стоек опор при высоте подъема 8 ... 10 м для стойки жесткой опоры составляет 1,0 ... 1,25 кг на 1 кН вертикальной нагрузки на опору; для гибкой опоры — 0,6 ... 0,8 кг/кН; для приводной одноколесной тележки — 8,0 ... 1,25 кг/кН; для двухколесной — 1,4 ... 2,0 кг/кН.

Удельная масса монорельсовых грузовых канатных тележек на 1 т грузоподъемности крана 40 ... 50 кг. Удельная масса тележек с механизмами

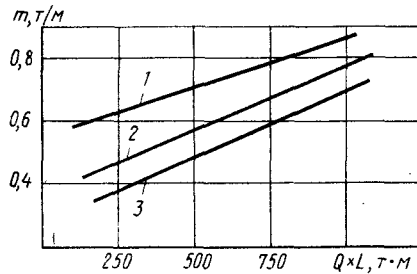


Рис. 13.12. Зависимость распределенной массы моста  $m$  (т/м) от произведения грузоподъемности на пролет козлового крана:

1 — двухбалочный листовый мост; 2, 3 — однобалочные соответственно листовый и решетчатый мосты

16 ... 22 кг/т. Удельная масса двухрельсовой подвесной тележки в 1,5 ... 1,8 раза больше монорельсовой. Эти данные не учитывают массу кабины управления (совместно с кабиной тележкой 0,8 ... 1,2 т).

Масса ограждений и лестниц для кранов пролетом 16, 25 и 32 м может быть принята соответственно 0,5; 1,0 и 1,5 т. Масса (кг) электрооборудования для кранов группы режима ЗК ... 5К

$$m_0 = 60Q + 20L,$$

где  $Q$  — грузоподъемность крана, т;  $L$  — пролет, м.

Ветровая нагрузка (кН) на кран без груза при динамическом давлении  $q = 125$  Па

$$F \approx k_{кр} L H,$$

где  $L$  — пролет крана, м;  $H$  — высота подъема, м;  $k_{кр}$  — коэффициент,

13.1. Распределение нагрузки от массы козлового крана между опорами, %

Опора	Расположение кабины и грузовой лебедки	
	на грузовой тележке	у жесткой опоры крана
Гибкая	40 ... 35	45 ... 45
Жесткая	60 ... 65	55 ... 60

учитывающий конструктивные особенности крана;  $k_{кр}$  для козловых кранов с различными мостами:

трубчато-балочным . . . . . 120  
 решетчатым из профильной стали 160  
 решетчатым трубчатым . . . . . 80  
 сплошнотенчатым листовым . . . . . 200

Не учитывая массу тележки с грузом (влияние которой оценивается отдельно), можно принять, что ветровые нагрузки между опорами распределяются так же, как и весовые. При действии ветра в поперечном направлении относительные крановых путей ветровые нагрузки уменьшаются в 2 ... 4 раза.

Динамические горизонтальные нагрузки, возникающие при передвижении крана, определяются в соответствии с указаниями, приведенными в параграфах 2.5 и 4.2. При расчете динамических нагрузок крана (рис. 13.13) обычно достаточно учесть сосредоточенные нагрузки  $F_{д.п}$ ;  $F_{д.п}$  от 60% массы элементов каждой из опор (за исключением ходовых частей и стяжек), распределенную нагрузку от массы моста  $q_{д.п}$  при ускорении (замедлении) и нагрузку от массы груза  $F_{д.г}$ .

Следует также учитывать динамическую нагрузку перекоса  $F_{д.т}$ , возникающую при замыкании тормозов механизма передвижения крана. В соответствии с ОСТ 24.090.72—83 при

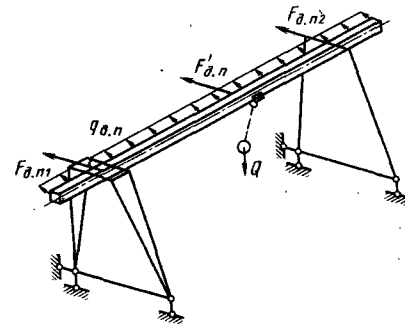


Рис. 13.13. Схема к расчету горизонтальных динамических нагрузок, возникающих при движении козлового крана

скорости передвижения крана  $v_{кр} \leq 1,0$  м/с

$$F_{д.т} = 6 \cdot 10^{-5} c_1 v_{кр} F_{ст.у} \leq 2F_{ст.у};$$

при  $v_{кр} > 1,0$  м/с

$$F_{д.т} = 2F_{ст.у},$$

где  $c_1$  — жесткость крана при перекосе, Н/м;  $F_{ст.у}$  — условная статическая нагрузка перекоса, приложенная к опорам крана (рис. 13.14),

$$F_{ст.у} = \left| \frac{W_1 l - W_2 (L - l)}{L} \right|,$$

где  $l$  — координата центра масс крана с учетом груза;  $W_1, W_2$  — сопротивления передвижению опор 1 и 2 (см. рис. 13.14) с учетом тормозной силы  $F_{т.т}$ .

При отсутствии дополнительных требований рекомендуется принимать, что груз расположен на консоли со стороны опоры 1 большей массы (см. рис. 13.14), а тормоз (один из тормозов) опоры 1 разомкнут ( $F_{т1} = 0$ ).

При этом для двухдвигательного механизма передвижения

$$W_1 = \sum Z_1 w;$$

$$W_2 = \sum Z_2 w + F_{т2};$$

для четырехдвигательного механизма передвижения

$$W_1 = \sum Z_1 w + F_{т1};$$

$$W_2 = \sum Z_2 w + 2F_{т2}.$$

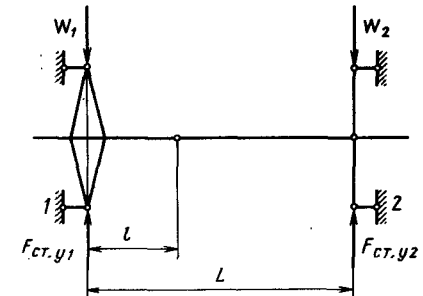


Рис. 13.14. Схема к расчету динамической нагрузки перекоса козлового крана

где  $\sum Z_1, \sum Z_2$  — суммарные вертикальные нагрузки на ходовые колеса опор 1 и 2 (см. рис. 13.14);  $w$  — удельное сопротивление передвижению от сил трения в ходовых колесах;  $F_{т1}, F_{т2}$  — установочное тормозное усилие, приведенное к ободу ходового колеса, для приводов механизма передвижения опор 1 и 2 (см. рис. 13.14).

Нагрузки перекоса при установившемся движении. Схемы действия этих нагрузок показаны на рис. 13.15. Формулы для определения нагрузок перекоса  $F_{т.у}$  и возникающие вследствие их осевые нагрузки  $H$  на колеса жестких опор приведены в табл. 13.2.

Основные расчетные сочетания нагрузок приведены в табл. 13.3.

В соответствии с ОСТ 24.090.72—83 расчет козлового крана для сочетаний

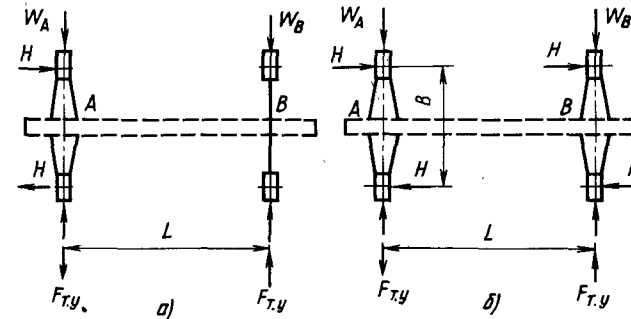


Рис. 13.15. Схемы действия нагрузок на опоры козлового крана при установившемся движении:

а — одна опора гибкая; б — обе опоры жесткие

### 13.2. Формулы для определения нагрузки перекоса $F_{т.у}$ и осевой нагрузки для различных случаев установившегося движения козлового крана

Край	$F_{т.у}$		$H$	
	Число работающих двигателей для опор		Число работающих двигателей для опор	
	два	один для опоры $B$ (см. рис. 13.15)	два	один для опоры $B$ (см. рис. 13.15)
Одна из опор гибкая	$\frac{W_A - W_B \gamma}{1 + \gamma - 2k \frac{L}{B}}$	$\frac{W_A}{1 - 2k \frac{L}{B}}$	$\frac{W_A - W_B \gamma}{\frac{B}{L}(1 + \gamma) - 2k}$	$\frac{W_A}{\frac{B}{L} - 2k}$
С двумя жесткими опорами	$\frac{W_A - W_B \gamma}{1 + \gamma - \frac{2k}{1+k} \frac{L}{B}}$	$\frac{W_A}{1 - 2 \frac{k}{1+k} \frac{L}{B}}$	$0,5(W_A - W_B \gamma) \times \frac{B}{L}(1 + \gamma) \times (1 + k) - 2k$	$0,5W_A \times \frac{B}{L}(1 + k) - 2k$

Примечание.  $W_A, W_B$  — суммарные сопротивления в опорах соответственно  $A$  и  $B$  без учета сопротивлений от трения в ребордах ходовых колес;  $k$  — коэффициент сопротивления от трения реборд;  $k = 0,032$ ;  $\gamma$  — коэффициент неравномерности распределения тяговых усилий, характеризующий разброс электромеханических характеристик двигателей механизмов; обычно  $\gamma = 0,80$ ; при включении в роторные цепи дополнительных резисторов или осуществлении других мероприятий, гарантирующих снижение указанных отклонений, можно принимать  $\gamma = 0,90 \div 0,95$ .

нагрузок I—II является обязательным. В соответствующих случаях следует также учитывать нагрузки испытательные, транспортные и др. Основные сочетания нагрузок, используемые при расчете отдельных элементов несущих конструкций козлового крана, приведены в табл. 13.4.

**Расчет сопротивления усталости.** При отсутствии дополнительных требований на сопротивление усталости рассчитывают только мост. При расчете сопротивления усталости элементов металлической конструкции крана грузовую тележку следует располагать в соответствии с циклом работы крана. Если положения тележки не могут быть установлены, то можно принять, что при 75 % общего числа циклов работы крана тележка может находиться в любом месте участка моста, ограниченного его пролетной частью и вылетами консолей, составляющими 0,5 полного вылета. На крайних участках консолей тележка находится

при 50 % общего числа циклов работы крана.

**Значения предельно допускаемых прогибов моста.** Прогибы  $f/L, f/L_k$  от массы номинального груза и массы тележки даны в табл. 13.5. Для кранов с обеими жесткими опорами эти прогибы определяют с учетом фиксирования ходовых колес крана в осевом направлении.

**Определение напряженного состояния элементов металлоконструкции крана.** Определение силовых факторов, действующих в элементах металлоконструкции крана, следует, как правило, выполнять с помощью ЭВМ. Рекомендуется также использовать существующие расчетные комплексы и программы расчета стержневых систем (МАРСС, ЛИРА, РАСК и др.). Особенно это относится к расчетам при действии нагрузок перекоса.

Для металлоконструкций, образованных ограниченным числом стержней постоянного сечения, эффективно

### 13.3. Основные расчетные сочетания нагрузок

Нагрузка	Сочетания нагрузок при расчете						
	На прочность						Сопротивления усталости
	При рабочем состоянии крана				При нерабочем состоянии крана	При монтаже	
I	II	III	IV	V	VI	VII	
От массы крана и грузозахватного устройства	+	+	+	+	+	+	+
От массы груза	+	+	+	+	—	—	+
Ветровая:							
в рабочем состоянии крана	—	+	+	—	—	+	—
в нерабочем состоянии крана	—	—	—	—	+	—	—
Динамическая при работе механизма:							
подъема груза	+	+	+	—	—	—	+
передвижения тележки	—	—	+	—	—	—	—
передвижения крана	—	+	—	+	—	—	—
От перекоса:							
при установившемся движении	+	—	—	—	—	—	—
динамическая при одностороннем торможении	—	+	—	+	—	—	+

\*1 Для этого сочетания нагрузок следует учитывать данные, приведенные в параграфе 2.2.

\*2 50 % расчетного значения.

\*3 30 % расчетного значения.

\*4 Для пролетов более 32 м.

### 13.4. Сочетания нагрузок для расчета элементов конструкций козлового крана

Элемент	Расположение грузовой тележки	Расчетные сочетания в соответствии с данными табл. 13.3
Мост:		
консоли	Проверяемая консоль	I ... II
середина пролетной части	Пролетная часть	I ... IV
вблизи жесткой опоры	Консоль жесткой опоры	I ... V
вблизи гибкой опоры	Консоль гибкой опоры	I, II
Стойки:		
жестких опор	Консоль жесткой опоры	I
гибкой опоры	Консоль гибкой опоры	I ... V

13.5. Предельно допустимые прогибы мостов козловых кранов

Край	Расположение тележки	Группа режима края			
		1К	2К ... 3К	4К ... 5К	6К ... 7К
С двумя жесткими опорами	Центр пролета	$\frac{1}{400}$	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{600}$	$\frac{1}{800}$
	Консоль	$\frac{1}{150}$	$\frac{1}{150}$	$\frac{1}{200}$	$\frac{1}{300}$
С одной гибкой и другой жесткой опорой	Центр пролета	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{600}$	$\frac{1}{800}$	$\frac{1}{1000}$
	Консоль	$\frac{1}{150}$	$\frac{1}{200}$	$\frac{1}{250}$	$\frac{1}{350}$

Примечание. При применении электроталей и отсутствии у моста строительного подъема прогибы в пролете и на консолях не должны превышать соответственно  $L/500$  и  $L_K/200$ .

используют метод сил с вычислениями в матричной форме.

Расчет целесообразно начинать построением аксонометрической идеализированной схемы остова крана, на которой производится нумерация узлов. Местные напряжения вследствие эксцентриситетов в узлах решетчатых конструкций, около проемов в стенках листовых конструкций и др. определяют отдельно.

Однако при предварительных расчетах еще широко применяют традиционные «ручные» методы расчета.

Рассмотрим особенности расчета конструкций наиболее распространенных видов.

Идеализованная схема остова кранов с одиобалочным мостом и двухстоечными опорами показана на рис. 13.16, а и б. Такая схема в иан-

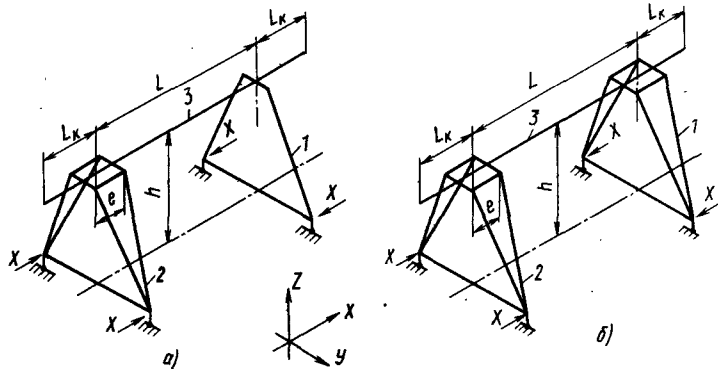


Рис. 13.16. Идеализованные расчетные схемы остова козловых кранов с одиобалочным мостом:

а — с жесткой и гибкой опорами; б — с двумя жесткими опорами

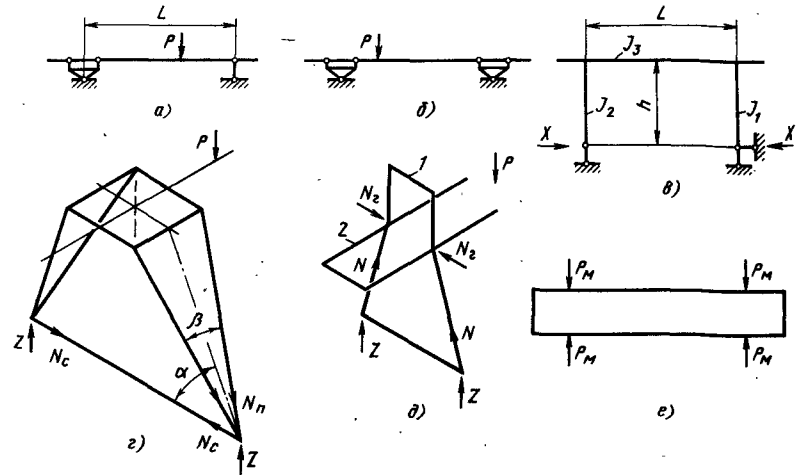


Рис. 13.17. Схемы к расчету элементов остова козлового крана:

а — моста, показанного на рис. 13.16, а; б — моста, показанного на рис. 13.16, б; в — распорные реакции; г — усилия в поясах двухветвевой стойки; д — усилия в опоре двухбалочного крана; е — горизонтальные усилия на мост двухбалочного крана

большей степени соответствует кранам с трубчатым мостом.

Поперечные балки крепления опор к мосту обычно принимают весьма жесткими ( $J \rightarrow \infty$ ). Расчетные схемы мостов кранов (см. рис. 13.16, а и б) показаны на рис. 13.17, а и б. Для определения распорных реакций  $X$  часто используют упрощенную схему расчета (рис. 13.17, в), когда расчетные значения моментов инерции  $J_1$  и  $J_2$  стоек определены из условий равенства жесткости при изгибе стойки опоры стержня постоянного сечения. Для двухветвевой стойки

$$J \approx c^2 A / 6,$$

где  $A$  — площадь сечения ветви стойки;  $c$  — ширина стойки поверху.

Формулы для определения распорных реакций и прогибов моста при действии подвижной нагрузки приведены в табл. 13.6.

Усилия в элементах решетчатых мостов целесообразно определять с помощью линий влияния.

В случае подвески ездового монорельса на болтах, рассчитанных только на отрывающие нагрузки, при определении продольных усилий в поясах влияние монорельса учитывать

не следует. Однако при расчете монорельса следует принимать, что в дополнение к напряжениям изгиба от подвижной нагрузки в нем будут возникать осевые напряжения, равные 25 ... 35 % напряжений в нижних поясах моста.

Усилия, действующие на стяжку и пояса стоек опор (рис. 13.17, г),

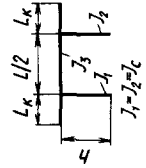
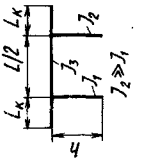
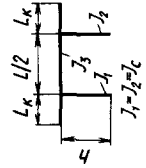
$$N_{II} = -Z \frac{1}{2 \sin \alpha} \frac{1}{\cos \beta / 2};$$

$$N_c = Z \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Для решетчатых мостов при определении распорных реакций в формулы (см. табл. 13.6) следует подставлять  $J'_3 = J_{II}$  (здесь  $J_{II}$  — момент инерции поясов моста относительно нейтральной оси сечения последнего); при расчете прогиба в формулы табл. 13.6 следует подставлять значения

$$J'_3 = \frac{L^3}{12 \left( \frac{L^3}{12 J_{II}} + \sum_{i=1}^n \frac{l_{ip}}{\sin^2 \alpha \cos \alpha} \frac{1}{A_{ip}} \right)},$$

13.6. Распорные реакции  $X$  и прогибы  $f$  при действии подвижной нагрузки  $P$  и распределенной нагрузки  $g$ 

Схема к расчету крана	Распорные реакции и прогибы	
Кран с двумя жесткими опорами 	$X = \frac{PL_K L}{4h \left( \frac{h}{3} \frac{J'_3}{J_c} + L \right)}$ $f = \frac{PL_K^2 (L_K + L)}{3EJ_3''} - \frac{XhL_K L}{EJ_3}$	$X = \frac{PL^2}{16h \left( \frac{h}{3} \frac{J'_3}{J_c} + L \right)}$ $f = \frac{PL^3}{48EJ_3''} - X \frac{L^2 h}{4EJ_3}$
Кран с жесткой и гибкой опорами 	$X = \frac{3PL_K L}{4h^2} \frac{J_1}{J_3}$ $f = \frac{PL_K^2 (L_K + L)}{3EJ_3''}$	$X = \frac{3PL}{16} \frac{L^2}{h^2} \frac{J_1}{J_3}$ $f = \frac{PL^3}{48EJ_3''}$
Кран с двумя жесткими опорами 	$X = \frac{gL \left( \frac{L^2}{6} - L_K^2 \right)}{2h \left( 4 \frac{h}{3} \frac{J'_3}{J_c} + L \right)}$	$X = \frac{3gLJ_1 \left( \frac{L^2}{6} - L_K^2 \right)}{2h^3 J'_3}$

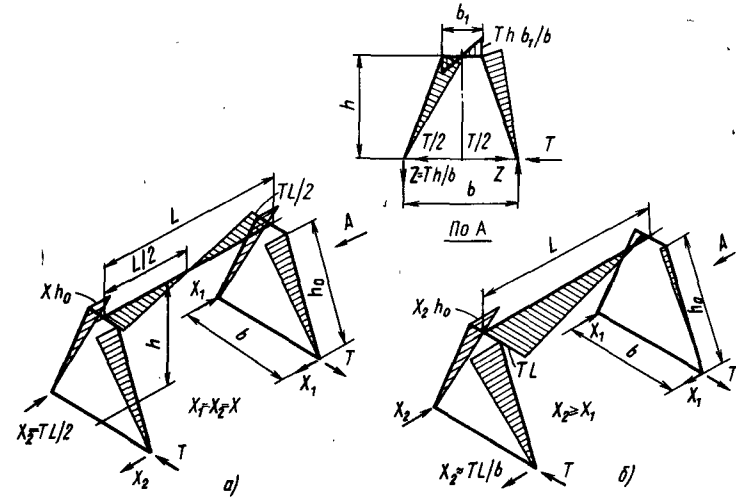


Рис. 13.18. Упрощенные схемы к расчету остова крана при действии нагрузки перекоса:

*a* — кран с двумя жесткими опорами; *б* — кран с гибкой и жесткой опорами

где  $\alpha$  — угол наклона  $i$ -го раскоса относительно горизонтальной плоскости;  $l_{ip}$  — длина раскоса;  $A_{ip}$  — площадь сечения раскоса.

Расчет пролетных балок козловых кранов с двухбалочным мостом на изгиб в вертикальной плоскости следует проводить в соответствии с приведенными выше рекомендациями. Однако действующие в наклонных стойках опор продольные усилия дополнительно нагружают балки моста и поперечную соединительную раму. Наиболее неблагоприятным является случай расположения груза на консоли. Для предварительной оценки можно принять, что горизонтальные составляющие усилий в стойках  $N_r = N \sin \alpha$  (см. рис. 13.17, *д*, *е*) распределяются между поперечной рамой 1 и концевой рамой 2 моста обратно пропорционально изгибным податливостям последних

$$P_p + P_m = N_r; \quad \frac{P_p}{P_m} = \frac{\delta_{1m}}{\delta_{2m}},$$

где  $\delta_{1m}$ ;  $\delta_{2m}$  — соответственно перемещения концов стоек рам 1 и 2 от сил  $P_m$ ,  $P_p = 1$ .

Изгибающие моменты от сил  $P_m$  и  $P_p$  вводят в расчет соответствующих рам.

При упрощенных расчетах можно ограничиться проверкой конструкции на действие максимальной нагрузки перекоса.

На рис. 13.18 показана расчетная схема крана с однобалочным мостом и одной жесткой, а другой гибкой опорой, а на рис. 13.18, *б* — с двумя жесткими опорами.

Силовые факторы, возникающие в стойках опор под воздействием нагрузок перекоса, нагружают надпорный узел крутящими моментами.

На рис. 13.19, *а* ... *г* показаны схемы решеток надпорных узлов четырех- и трехгранных мостов, а также схемы действия нагрузок на эти узлы. Ориентировочные значения усилий от кручения, действующих в элементах решетки при  $K_B = 1$  и  $K_G = 1$ , приведены в табл. 13.7. При этом для крана с одной жесткой и другой гибкой опорой

$$K_B = T \frac{L}{b} \frac{h}{l}; \quad K_G = T \frac{L}{2b}.$$

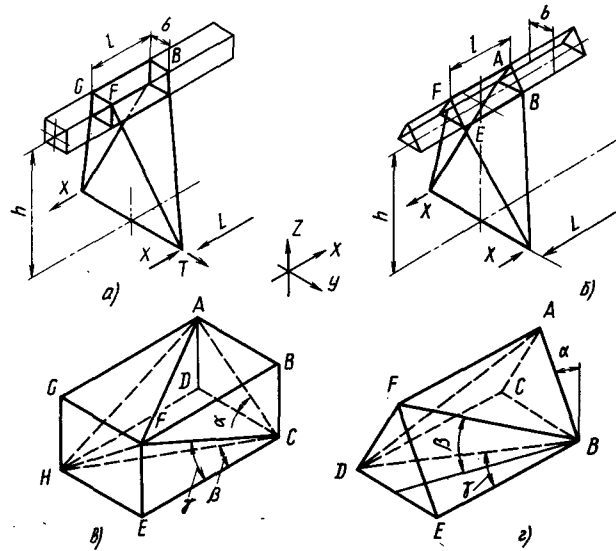


Рис. 13.19. Схемы к расчету надпорного узла решетчатого моста

Усилия в стержнях (см. рис. 13.19), не приведенные в табл. 13.7, отсутствуют.

При изменении направления действия силы перекоса изменяются и направления действия всех усилий, т. е. знак усилий изменяется на обратный.

При предварительной оценке можно принять, что усилия в раскосах торцовых граней надпорных узлов примерно в 2 раза превышают усилия, действующие в поясах стоек опор, а в остальных элементах примерно равны им.

Расчет опорных узлов приведен в работе [2]. Для краев с двухбалочным мостом при расчете нагрузок перекоса требуется раскрыть статическую неопределенность остова для большинства кранов. Этот расчет практически не может быть выполнен без применения ЭВМ.

Для расчета кранов с одностоечными опорами также требуется определить статическую неопределенность системы. Для этого следует рассчитать вертикальные опорные реакции при расположении груза на консоли и осевые реакции на ходовые колеса.

#### Особенности расчета опорных стоек.

При приближенных расчетах принимают, что стойки при действии на кран вертикальных нагрузок работают только на сжатие, а стяжки опор — на растяжение (рис. 13.20, а). При действии горизонтальной силы перекоса  $T$ , которую можно считать приложенной к верхней грани моста (рис. 13.20, б), стойки испытывают продольные усилия и изгиб, а стяжка — сжатие. Значения усилий и моментов в элементах опорных стоек от нагрузок  $P_B = 1$  и  $T = 1$  приведены в табл. 13.8.

При жестком креплении стяжки к стойкам или смещении шарниров стяжки относительно осей ходовых колес следует учитывать действующие на стойки дополнительные изгибающие моменты.

От осевых реакций  $X$  стойки опор работают на изгиб, как консольные балки.

Схема деформации остова козлового крана с двумя жесткими опорами при действии нагрузки перекоса показана на рис. 13.21, а. Деформация при перекосе крана с однобалочным

#### 13.7. Усилия в элементах надпорного узла решетчатого моста козлового крана

Схема моста по рис. 13.19	Элемент	От усилия $K_B = 1,0$	От усилия $K_Y = 1,0$
а, в	$CH = -AF$	$\text{tg } \alpha \sin \gamma - \text{tg } \beta \cos \gamma$	$(-\sin \alpha \text{ctg } \beta \text{tg } \gamma - \cos \alpha)2$
	$AC = -FH$	$\sin \alpha + \cos \alpha \text{tg } \beta \text{ctg } \gamma$	$(\sin \alpha \text{tg } \beta + \cos \alpha \text{ctg } \gamma) 2$
	$CF = -AH$	$\cos \beta \text{tg } \alpha \text{tg } \gamma + \sin \beta$	$(\cos \beta + \text{tg } \alpha \text{tg } \gamma \sin \beta) 2$
	$BC = GH$	-1	0
	$CF = BF =$ $= -AG =$ $= -DH$	0	0,5
б, г	$BD$	$-\text{tg } \alpha \text{ctg } \gamma/2$	0
	$FB = AD$	$\cos \gamma \text{tg } \alpha : \cos \beta \sin \gamma/2$	0
	$AB = -FD$	$\sin \alpha + \cos \alpha \text{tg } \beta - \text{ctg } \gamma$	0
	$AC = -EF$	$-\cos \alpha$	0
	$BC = -DE$	$\text{tg } \alpha$	0
	$BE = -CD$	0	2,0

#### 13.8. Усилия и моменты в элементах опорных стоек

Усилие и момент	$P_B = 1$	$T = 1$
Продольное усилие: в стойке $N$	$\frac{1}{2} \frac{1}{\sin \alpha}$	$\pm \frac{h}{B} \frac{\cos \gamma}{\sin \beta} \approx \frac{h}{B} \frac{1}{\sin \beta}$
в стяжке $N_c$	$\frac{\text{ctg } \alpha}{2}$	-1/2
Усилие в тяге крепления стойки к мосту $N_T$	0	$\pm \frac{h}{B} \frac{l}{\sin \beta} \frac{\sin \gamma}{l'}$
Изгибающий момент в стойке у места крепления тяг $M$	0	$\pm \frac{h}{B} \frac{1}{\sin \beta} l \sin \gamma$

мостом и двумя жесткими опорами

$$\delta = T \left( \frac{L}{2B} \delta_{1c} + \frac{L^3}{12EJ_M} + \Delta \right),$$

где  $\delta_{1c}$  — перемещение стойки опоры в направлении продольной оси моста

при действии силы  $T = 1$ ;  $J_M$  — момент инерции сечения моста относительно вертикальной оси;  $\Delta$  — дополнительный параметр, учитывающий влияние деформаций элементов опорной части; для сплошностенчатых мостов  $\Delta = 0$ .



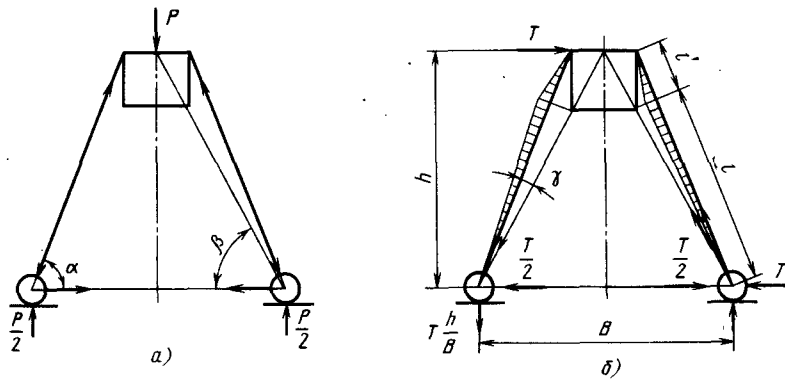


Рис. 13.20. Схемы к расчету стоек опор при действии нагрузок: а — вертикальной; б — горизонтальной

Для кранов с решетчатым мостом ориентировочно

$$J_M = 0,8 \sum J_{II}$$

где  $\sum J_{II}$  — сумма моментов инерции поясов относительно вертикальной оси сечения моста; 0,8 — коэффициент, учитывающий влияние решетки.

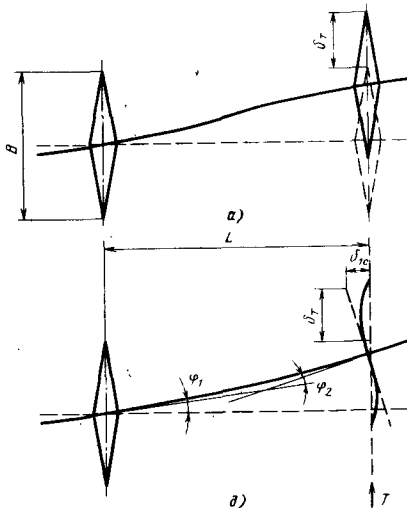


Рис. 13.21. Деформация при перекосе остова козлового крана:

а — с двумя жесткими опорами; б — с одной гибкой и другой жесткой опорой

Дополнительный параметр, учитывающий влияние деформаций элементов опорной части,

$$\Delta = 2 \sum_{i=1}^n \frac{N_{T=1}^2 l_i}{EA_i}$$

где  $n$  — число раскосов надопорной части моста;  $N_{T=1}$  — усилие в раскосе при  $T = 1$ ;  $A_i$  — площадь сечения раскоса;  $l_i$  — длина раскоса.

Деформация козлового крана с одной гибкой, а другой жесткой опорой (рис. 13.21, б)

$$\delta_T = T \left( \frac{L}{B} \delta_{ic} + \frac{L^3}{3EJ_M} + \Delta \right)$$

Мост крана поворачивается относительно жесткой опоры, причем на основании гибких стоек действует нагрузка

$$Y_1 = \delta_{ic} c_T$$

где  $c_T = 1/\delta_{ic}$  — жесткость стойки гибкой опоры при изгибе в направлении продольной оси крана;

$$\delta_1 = \varphi \frac{B}{2} = (\varphi_1 + \varphi_2) \frac{B}{2}$$

[здесь  $\varphi_1$  — угол поворота моста вследствие деформации элементов жесткой опоры;  $\varphi_2$  — угол наклона осевой линии моста вследствие его изгиба].

**Особенности расчета стоек опор.** В двухъярусных стойках (рис. 13.22) рассчитывают пояс, который работает на сжатие от продольной силы ( $N_1$ ), силы перекоса ( $N_2$ ), распорной ( $H_1$ ) и осевой ( $H_2$ ) реакции от перекоса.

Расчетное усилие пояса двухстоечной опоры

$$N = \frac{N_1 + N_2}{2 \sin \alpha/2} + \frac{H_1 + H_2}{2 \cos \alpha/2}$$

Элементы поясов двухстоечной опоры проверяют на устойчивость в плоскости опоры исходя из длины  $l_i$  панели. Сжатый пояс в целом проверяют на устойчивость. Гибкость пояса определяют исходя из расчетной длины  $l_p = \mu l$  (здесь  $\mu = 1,0$  при отсутствии промежуточных связей и  $\mu = 0,8$  при их наличии).

Значение изгибающего момента при расчете на устойчивость пояса двухстоечной опоры принимают равным  $0,66 M_{max}$  (см. рис. 13.22, б).

Одностоечные гибкие опоры проверяют на устойчивость отдельно в плоскости опоры и плоскости, перпендикулярной к их осевой плоскости. В первом случае — расчетную длину определяют при  $\mu = 1,4$ , во втором случае при  $\mu = 1,0$ . Значения изгибающих моментов принимают равными 66 % максимального момента.

Для двухбалочных мостов жесткость при перекосе, в том числе и при расчете стоек гибкой опоры, допускается приближенно определять по рис. 13.23.

Коэффициент условий работы  $\gamma_c$ . Значения этого коэффициента приведены в табл. 13.9.

**Особенности расчета канатных механизмов передвижения грузовой тележки.** При расчетах этих механизмов учитывают сопротивление  $W_{тр}$  от трения в ходовых колесах тележки; горизонтальную составляющую от наклона направляющих  $W_{укл}$ ; ветровую нагрузку на груз и грузовую тележку  $F_v$ ; динамическую нагрузку, возникающую при пуске и торможении механизма  $F_{дин}$ ; максимальную динамическую нагрузку, возникающую при ударе тележки о концевые упоры  $F_{дин max}$ ; сопротивление от трения в блоках грузовой полиспаста (при расположении грузовой лебедки на

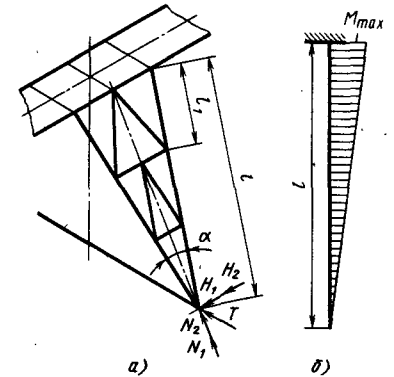


Рис. 13.22. Схемы к расчету поясов стоек опоры:

а — схема опоры; б — эпюра изгибающих моментов, действующих в плоскости, перпендикулярной к плоскости опоры

мосту)  $W_{II}$ ; предварительное натяжение тягового каната  $S_0$ .

Динамическая нагрузка при ударе тележки о концевые упоры

$$F_{дин} = 2 \frac{M_{дв max}}{i D_б}$$

где  $M_{дв max}$  — максимальный момент двигателя;  $i$  — передаточное число редуктора тяговой лебедки;  $D_б$  — диаметр тягового барабана.

Максимальная динамическая нагрузка при ударе тележки о концевые упоры

$$F_{дин max} = \sqrt{c_c \omega^2 \sum Y}$$

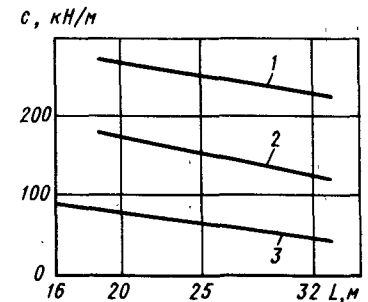


Рис. 13.23. Зависимость жесткости при перекосе от пролета  $L$  и грузоподъемности  $Q$  козлового крана с двухбалочным мостом:

1 —  $Q = 32 + 50 \tau$ ; 2 —  $Q = 12,5 + 20 \tau$ ; 3 —  $Q = 6,3 + 10 \tau$

13.9. Коэффициент условий работы  $\gamma_c^r$  козловых кранов

Узел	Конструктивные особенности узла	Элементы узла	Значения $\gamma_c^r$		
			приближенные	уточненные (ЭВМ)	
Однобалочный мост крана с двухстоечными опорами	Листовой сплошностенчатый или трубчатый мост Решетчатый четырехгранный мост, пролетные и консольные участки	Пояса, стенки, ездовые балки	0,9	1,0	
		Пояса Элементы вертикальных решеток Элементы горизонтальных решеток	0,9	1,0	
			0,9	1,0	
			0,75	1,0	
		Поперечные диафрагмы	0,75	0,8	
			Пояса Остальные элементы	0,75	0,9
				0,6	0,8
		Решетчатый четырехгранный мост (участок над жесткой опорой)	Пояса Элементы решетки	0,85	0,95
				0,85	0,95
		Решетчатый трехгранный мост (пролетные и консольные участки)	Пояса Остальные элементы	0,8	0,9
0,7	0,8				
Двухбалочный мост	Коробчатые пролетные балки (все участки) Коробчатые поперечные рамы (затяжки)	Пояса, стенки	0,7	0,9	
		Все элементы	0,6	0,75	
Однобалочный мост крана с одностоечными опорами	Коробчатая пролетная балка (все участки)	Пояса, стенки, диафрагмы	0,8	0,95	
		Пояса	0,75	0,90	
Стойки жестких двухстоечных опор	Плоская конструкция с поясами из открытых профилей Плоская конструкция с поясами из труб или коробок	Пояса	0,85	0,95	
		Пояса	0,85	0,95	
Стойки гибких двухстоечных опор	Открытый профиль Плоская решетчатая конструкция	—	0,85	0,95	
		Пояса	0,75	0,85	
Стойки жестких и гибких двухстоечных опор	Коробчатые одноветвевые	—	0,85	0,95	
		Пояса, стенки	0,75	0,90	
Стойки и ходовые балки кранов с одностоечными опорами	Коробчатые	Пояса, стенки	0,75	0,90	

где  $c_0$  — суммарная эквивалентная жесткость буфера ( $c_0$ ) участка тягового каната ( $c_k$ ) при крайнем положении тележки

$$1/c_0 = 1/c_0 + 1/c_k; c_k = \frac{E_k A_k}{l_k}$$

{здесь  $E_k$  — модуль упругости каната;  $A_k$  — площадь поперечного сечения стальных проволок каната;  $l_k$  — расчетная длина каната от тележки до лебедки (см. рис. 13.4);  $\omega$  — частота вращения ротора двигателя,  $c^{-1}$ ;  $\sum Y$  — суммарный момент инерции ротора двигателя, тормозного шкива и муфты.

Предварительное натяжение каната ( $H$ ) для механизмов с навивкой каната на барабан

$$S_0 = (120 \dots 180) qL,$$

где  $q$  — распределенная масса тягового каната, кг/м;  $L$  — наибольшее расстояние между точками крепления каната, м.

Для механизмов с фрикционными шкивами значение  $S_0$  определяют расчетом.

Сопrotивление от трения в блоках грузового полиспаста (при расположении грузовой тележки на мосту)

$$W_{\Pi} = \frac{G_{гр} + G_{гр.п}}{n} \eta^n,$$

где  $G_{гр}$  и  $G_{гр.п}$  — вес груза и подвески;  $\eta$  — КПД блока подвески;  $n$  — кратность грузового полиспаста.

Значения сопротивлений определяют при  $G_{гр} = G_{гр.ном}$  и динамическом давлении ветра  $q = 125$  Па, а также для наиболее неблагоприятного положения тележки. При этом мощность электродвигателя выбирают с учетом натяжения

$$S_d = W_{тр} + 0,3W_{укл} + 0,2F_v + W_{п.}$$

Тормоз механизма передвижения выбирают с учетом натяжения

$$S_t = W_{укл} + W_v - (0,8W_{тр} + W_{п.}).$$

Коэффициент запаса торможения  $n = 1,2 \div 1,4$ .

При проверке тягового каната учитывают нормальное  $S_H$  и предельно

## 13.10. Коэффициент запаса прочности

Группа режима механизма передвижения	Расчетное натяжение каната	
	$S_H$	$S; S''$
1М	2,0	2,0
2М ... 3М	5,0	2,0
4М	5,5	2,5

возможные натяжения  $S'$  или  $S''$ :

$$S_H = S_d + S_0;$$

$$S' = W_{тр} + W_{п} + W_{укл} + F_v + S_0;$$

$$S'' = F_{дин}; S'' = F_{дин макс.}$$

В расчет вводят наибольшие значения  $S'$ ,  $S''$ .

Натяжение тягового каната должно быть не более

$$S_{доп} = S_{разр}/n,$$

где  $S_{разр}$  — разрывное усилие каната;  $n$  — коэффициент запаса прочности каната; его принимают в зависимости от группы режима механизма (табл. 13.10).

Расчеты сопротивления усталости элементов привода можно производить с учетом натяжения  $S_d$ , а прочности с учетом натяжения  $S'$ ,  $S''$ .

Для приводов с фрикционными шкивами должно быть обеспечено условие

$$S_{сб} \geq S_{кб}/e^{\mu\alpha},$$

где  $S_{сб}$ ,  $S_{кб}$  — натяжения сбегавшей и набегающей ветвей каната;  $\mu$  — коэффициент трения каната о шкив;  $\mu = 0,10$ ;  $\alpha$  — угол обхвата шкива каната, рад;  $e = 2,7183$ ;

$$S_{кб} \geq (1,1 \div 1,2) (W_{тр} + W_{укл} + F_v + W_{п.}).$$

Мощность (кВт) двигателя механизма для козловых кранов группы режима 3К ... 5К

$$N \approx (0,35 \div 0,45) Qv,$$

где  $Q$  — грузоподъемность крана, т;  $v$  — скорость передвижения тележки, м/с.

Большие значения мощности принимают для тележек со стационарной установкой механизма подъема груза.

Масса грузовой подвески. При расположении грузовой лебедки на мосту масса грузовой подвески  $m_{гр.п} \geq 1,5ql^2a\eta_{п.о.}b/f$  [здесь  $q$  — масса 1 м грузового каната;  $l$  — расстояние между опорами каната;  $a$  — кратность грузового полиспаста;  $\eta_{п.о.}$  — КПД грузового полиспаста;  $\eta_{о.б.}$  — КПД отклоняющих блоков;  $f$  — допускаемое провисание грузового каната;  $f = (0,05 \div 0,022) L$ ].

Механизм передвижения кранов. Число приводных колес принимают не менее 50 % общего числа колес.

При удержании крана на месте должно быть обеспечено условие

$$\sum R_1\mu + \sum R_2\omega_{тр} \geq 1,25(F_B + W_{укл}),$$

где  $\sum R_1$  — сумма вертикальных нагрузок на приводные (тормозные) ходовые колеса;  $\mu$  — коэффициент трения;  $\mu = 0,12$ ;  $\sum R_2$  — сумма вертикальных нагрузок на неприводные колеса;  $\omega_{тр}$  — удельное сопротивление от трения в ходовых колесах; 1,25 — коэффициент запаса;  $F_B$  — ветровая нагрузка на кран при  $q = 125$  Па;  $W_{укл}$  — горизонтальная составляющая веса крана (и груза) при угле  $3^\circ$ .

Значения  $\sum R_1$  и  $\sum R_2$  определяют с учетом действия на кран горизонтальных нагрузок, причем принято, что последние приводят к уменьшению нагрузок на колеса.

Особенности расчета сцепления ходовых колес. При движении козлового крана с грузом и без него и против направления ветра при  $q = 90$  Па и угле  $3^\circ$  должно быть соблюдено условие

$$\sum R_1\mu \geq 1,25(\sum R_1\omega' + \sum R_2\omega_{тр} + F_B + W_{укл}),$$

где  $\omega'$  — удельное сопротивление от трения качения колес по рельсам;  $F_B$  — ветровая нагрузка на кран при  $q = 90$  Па.

Сцепление ходовых колес одной из опор при движении с грузом  $q = 60$  Па и угле  $1,5^\circ$  обеспечивается при 25 %-ном запасе сцепления ходовых колес каждой из приводных тележек.

Для проверки достаточности сцепления в этом случае тележку с номинальным грузом размещают в крайнем положении на консоли более тяжелой опоры. Для противоположной опоры должно быть обеспечено условие

$$\sum R'\mu \geq 1,25(\sum R_1\omega'_{тр} + F'_B + W'_{укл}),$$

где  $F'_B$ ,  $W'_{укл}$  — составляющие нагрузки соответственно при  $q = 60$  Па и угле  $1,5^\circ$ , действующие на опору.

Невыполнение этого условия приведет к тому, что ходовые колеса на менее нагруженной опоре будут пробуксовывать при движении против направления ветра.

Для относительно мало нагруженных кранов допускается ограничение передвижения крана с грузом на консоли.

Для кранов группы режима 6К ... 7К следует проверять достаточность сцепления при пуске и торможении крана. В данном случае динамическое давление ветра и уклон допускается не учитывать.

Для улучшения сцепления иногда предусматривают дополнительное нагружение ходовых колес, для чего в полостях стоек опор или на стяжках размещают балласт из гравия или бетона.

#### 14.1. ПОЛУКОЗЛОВЫЕ КРАНЫ

Полукозловые краны изготавливают по индивидуальным заказам или ограниченными партиями с использованием узлов типовых одно- или двухбалочных мостовых кранов. Краны, как правило, имеют бесконсольные мосты и предназначены для установки в помещении.

Грузоподъемность этих кранов 16 ... 20 т; пролет 12 ... 20 м, скорости, как у мостовых кранов.

На рис. 14.1 показан полукозловой кран грузоподъемностью 1 ... 3,2 т, основные размеры которого приведены в табл. 14.1.

Несущая конструкция двухбалочных полукозловых кранов представляет собой мост, который одной стороной опирается на концевую балку, а другой на две трубчатые или коробчатые стойки, смонтированные на ходовой балке (по типу применяемых на козловых кранах). Стойки соединены с пролетными балками моста с помощью фланцев. Приводные механизмы передвижения имеются на концевой и ходовой балках. Стойки в верхней части или пролетные балки непосредственно около фланцев примыкания стоек должны быть связаны между собой жесткой поперечиной.

Расчетная схема полукозлового крана показана на рис. 14.2, а. Для полукозлового крана производят расчет вертикальных нагрузок, действующих на мост (рис. 14.2, б), без учета горизонтальных распорных реакций в точках  $E$  и  $F$ ; стойки опоры рассчитывают с учетом распорных реакций.

Вертикальные динамические нагрузки находят по методике, принятой для мостовых кранов.

При расчете горизонтальных нагрузок краны следует рассматривать как пространственную систему, определяя нагрузки по методике, рекомендован-

ной для козловых кранов. При ориентировочных расчетах можно ограничиться учетом только нагрузки перекоса  $F_T$ . При достаточной жесткости торцевой поперечины моста  $CD$  и ходовой балки  $EF$  стойки рассматривают как стержни, заделанные по концам от поворота (рис. 14.2, в) и нагруженные в направлении моста (ось  $OY$ ) силой

$$T_1 = F_T \frac{L}{a},$$

а в перпендикулярном направлении моста (ось  $OX$ ) силой  $F_T/2$ .

Для балки  $CD$  рассчитывают моменты, действующие в точках  $C$  и  $D$ ; для расчета балки  $EF$  можно использовать данные на рис. 14.2, д, причем  $T = F_T L/A$ , а  $K = F_T h/A_1$ .

Нижние пути полукозловых кранов в ряде случаев создают препятствия перемещению напольных транспортных средств. Для предотвращения этого применяют трамвайные рельсы (ГОСТ 6544—53) или два железнодорожных рельса, вплотную уложенных друг к другу. Рельсы устанавли-

14.1. Полукозловые краны грузоподъемностью 1 ... 3,2 т

Грузоподъемность, т	L	H	мм	
			$l_1$	$l_2$
1,0	8 000;	11 000	4000;	755
			5000;	
2,0	8 000;	11 000	6000;	760
			3000;	
3,2	8 000;	11 000	4000;	800
			5000;	
3,2	8 000;	11 000	6000;	800
			3000;	

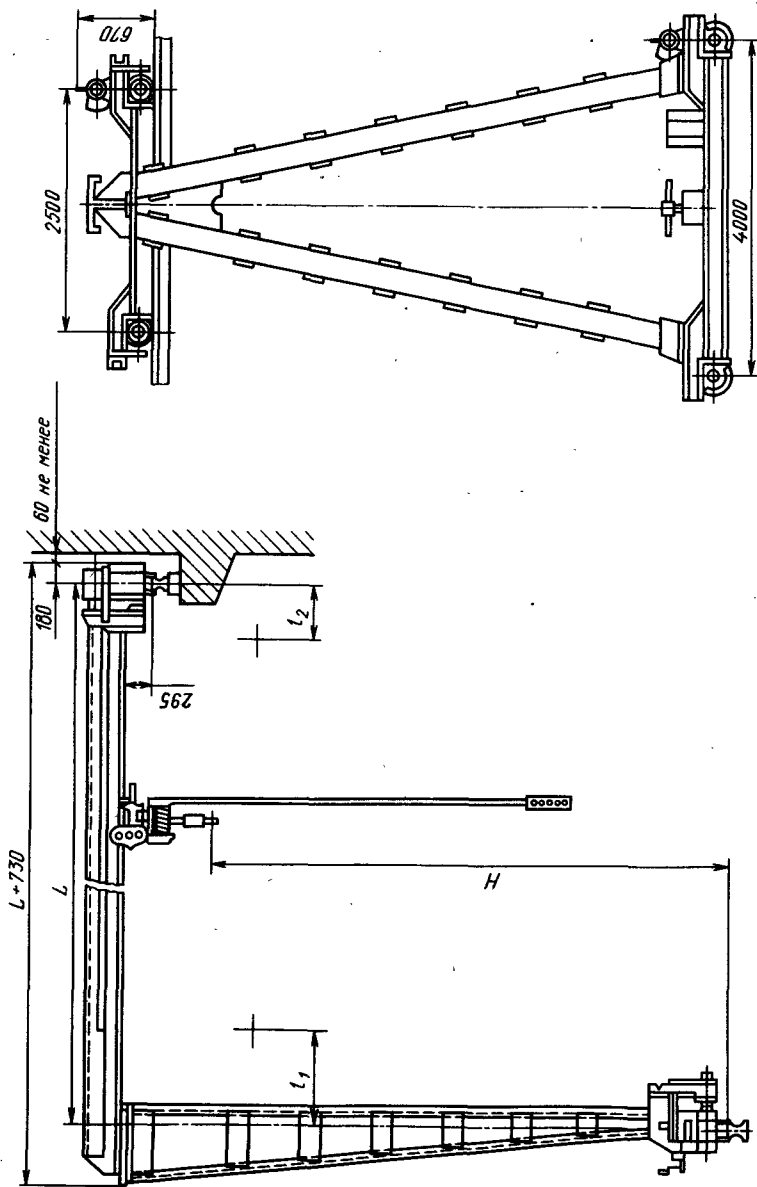


Рис. 14.1. Полукозловой кран с электропалью грузоподъемностью 1 ... 3,2 т

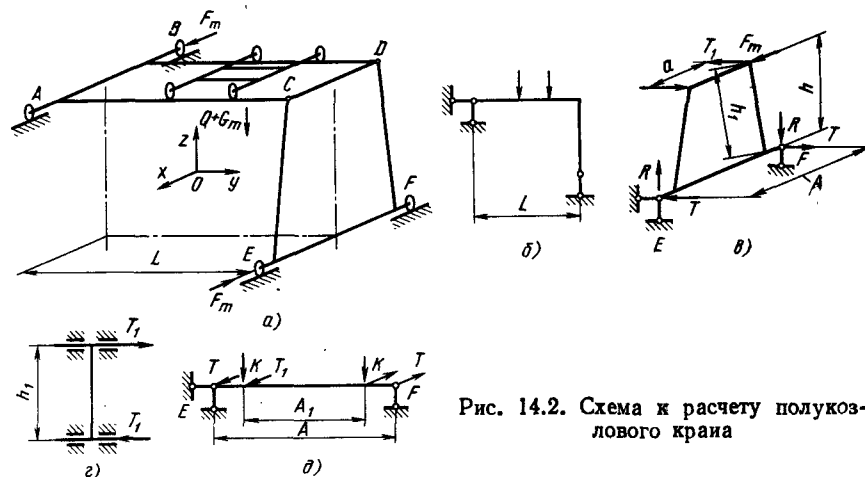


Рис. 14.2. Схема к расчету полукозлового крана

вают на одном уровне с поверхностью пола. Колеса ходовой балки выполняют одноресорными или с центральной ресордой. Находят применение колеса с пластмассовыми ободьями, перекатываемыми непосредственно по покрытию пола помещения.

## 14.2. КОНСОЛЬНЫЕ ПОВОРОТНЫЕ КРАНЫ

Основные параметры и размеры стационарных консольных кранов грузоподъемностью 0,125 ... 3,2 т регламентирует ГОСТ 19811—82. Грузовая тележка, используемая в этих кранах, должна иметь механизм передвижения с тормозом для предотвращения самопроизвольного перемещения по стреле. У настенных кранов (рис. 14.3, а) при грузоподъемности 0,5 и 1,0 т вылеты будут 2,5 ... 6,3 м, а при грузоподъемности 2,0 и 3,2 т — 2,5 ... 5,0 м. Краны с верхней и нижней внешними опорами (рис. 14.3, б) должны иметь высоту 3,5 ... 6,2 м, а грузоподъемностью 2,0 и 3,2 т — 2,5 ... 5,0 м. Консольные поворотные краны ввиду необходимости устройства двух опор применяют ограниченно.

Наиболее распространены свободностоящие краны на колонне (рис. 14.3, в). В соответствии с ГОСТ 19811—82 их грузоподъемность 0,5 ... 2,0 т, а вылет 2,5 ... 5,0 м. За рубежом свободностоящие краны для работы в помеще-

ниях и на открытом воздухе имеют грузоподъемность 10 ... 16 т, вылет стрелы 12 ... 16 м. При этом электротали часто оснащают механизированными захватными органами.

Двулучевые краны (рис. 14.3, г) имеют стрелу, выполненную из двух шарнирно соединенных звеньев, с ручным поворотом. Эти краны обладают высокой маневренностью, благодаря чему их используют для обслуживания монтажных и сборочных работ. Грузоподъемность двулучевых кранов 0,125 ... 0,5 т, вылет 2,5 ... 4,0 м.

Неповоротные и поворотные колонны кранов выполняют из труб. Неповоротные колонны снабжают фланцем, который с помощью анкерных болтов крепят к фундаменту. Размеры и конструкции фундамента определяют действующими нагрузками и геологическими условиями.

Стрелы выполняют из двутавровых балок, которые в необходимых случаях усиливают. Для свободно стоящих кранов грузоподъемностью 5 ... 6,3 т и вылетом 8 ... 10 м целесообразно применять коромысловые стрелы; колеса тали перемещаются по полкам нижнего пояса.

Для подвода тока на верхнем торце колонны крепят кольцевой токосъемник.

На рис. 14.4, а—г показаны опорно-поворотные устройства свободностоящих кранов на колонне.

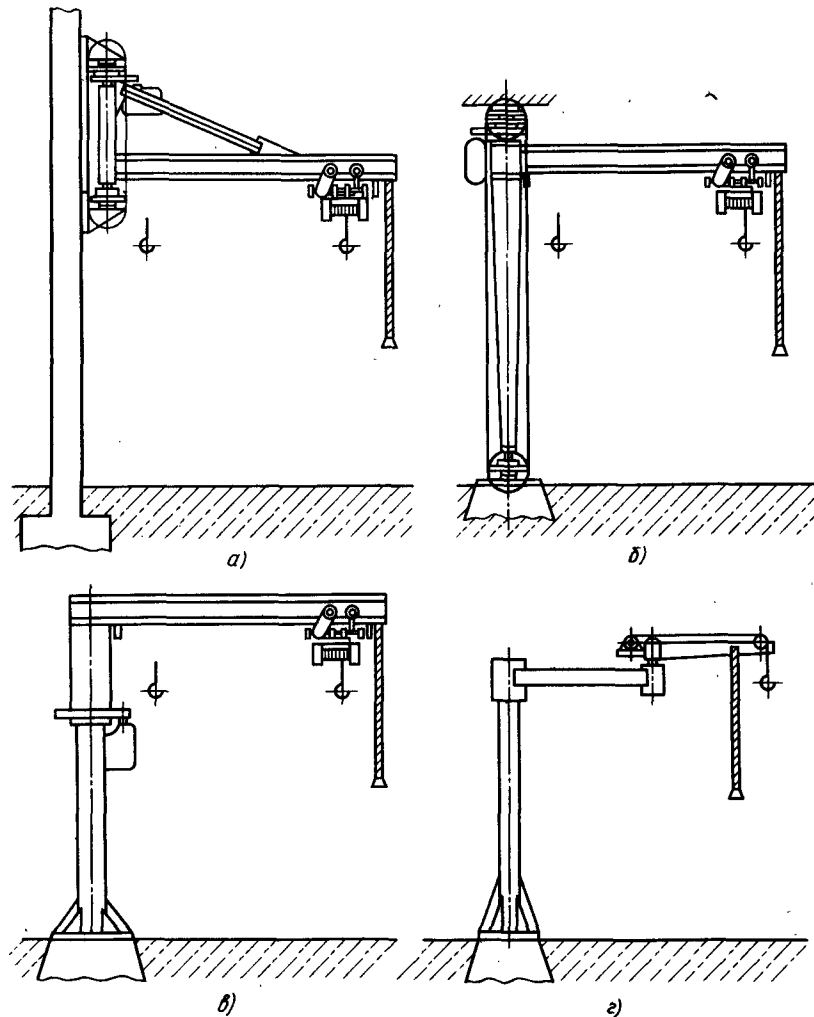


Рис. 14.3. Схемы консольных поворотных кранов

Опорно - поворотное устройство (рис. 14.4, а) выполнено в виде крупногабаритного упорно-опорного подшипника качения, размещенного между торцом колонны и основанием стрелы. Возможно применение подшипников с двумя неразъемными обоймами и одним рядом шариков. На одной из обойм нарезаются зубчатый венец, с которым взаимодействует ведущее колесо механизма поворота.

На верхний торец вращающейся обоймы прикрепляют фланец для крепления стрелы. Неподвижную обойму прикрепляют болтами к воротнику колонны. Такие опорно-поворотные устройства конструктивно просты; несложным является соединение их со стрелами и колоннами. Однако длительная безотказная работа опорно-поворотных устройств может быть обеспечена при точном выполнении

и качественной термообработке беговых дорожек подшипников.

На рис. 14.4, б показано опорно-поворотное устройство с цапфой, укрепленной в головке колонны. Вертикальная нагрузка воспринимается упорным подшипником, момент от веса груза и стрелы — двумя радиальными подшипниками. В соответствующих случаях используют два радиально-упорных подшипника.

В опорно-поворотном устройстве (рис. 14.4, в) на головке колонны установлена цапфа с упорным и радиальным подшипниками или радиально-упорным подшипником. К стреле крепят кронштейн с роликами, перемещающимися по колонне. Для регулирования положения стрелы относительно колонны ролики монтируют на поворотных кронштейнах. В зависимости от действующей нагрузки и размеров сечения колонны, ролики перемещаются по поверхности последней или по специальному кольцевому бандажу. Один (или оба) опорных ролика выполнены приводными.

У свободно стоящих кранов относительно небольшой грузоподъемности находит применение опорно-поворотное устройство с вращающейся цапфой (рис. 14.4, г).

Механизмы поворота свободностоящих кранов часто выполняют с червячными сдвоенными редукторами. На выходном валу редуктора установлено колесо, взаимодействующее с зубчатым венцом опорно-поворотного устройства или зубчатым колесом, за-

крепленным на свободном конце цапфы. Для увеличения передаточного отношения между двигателем и редуктором иногда предусматривают зубчатую или клиноременную передачу (рис. 14.5, а).

На рис. 14.5, б показан узел механизма поворота консольных кранов грузоподъемностью 0,5 ... 2,0 т. В качестве верхней опоры служит радиально-упорный подшипник. Вал 6 одного из двух роликов 7 нижней опоры вращается в подшипниках 4 и 5, закрепленных на листах кронштейна стрелы; на конце вала установлен редуктор 3 привода. Привод имеет также фланцевый редуктор 2 и тормозной электродвигатель 1.

Узел установки регулируемых опорных роликов показан на рис. 14.5, в. Для предотвращения опрокидывания стрелы (например, при внезапном обрыве груза) к кронштейну роликов крепят предохранительный пояс, охватывающий колонну. В опорно-поворотном устройстве кранов с внутренней поворотной колонной (см. рис. 14.4, г) можно значительно уменьшить радиальные нагрузки на подшипники. В этом случае для верхних опор требуется использовать крупногабаритный подшипник. Существенно усложняется компоновка механизма поворота, в результате чего эти устройства могут быть применены преимущественно в кранах с ручным поворотом.

При использовании червячных редукторов тормоз в механизме поворота обычно не предусматривают. Для пре-

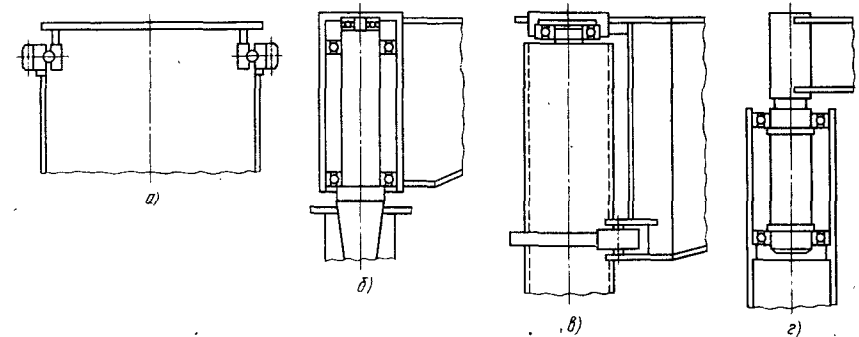


Рис. 14.4. Схема опорно-поворотного устройства свободностоящих консольных кранов на колонне

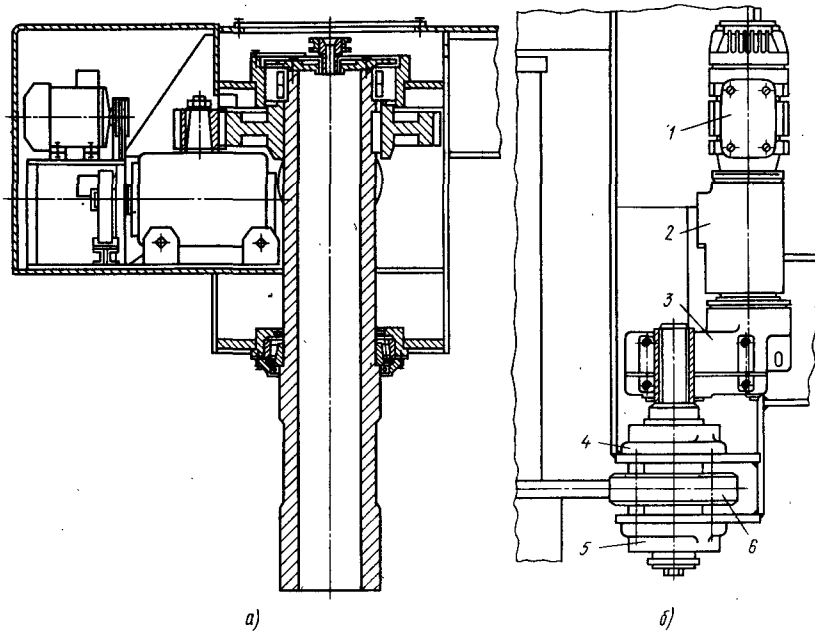
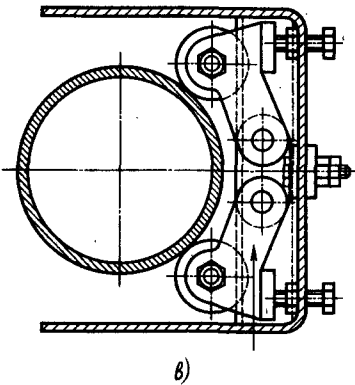


Рис. 14.5. Опорно-поворотные устройства консольного поворотного крана



**Особенности расчета.** Стрелы рассчитывают на изгиб в вертикальной плоскости; для кранов с приводным механизмом поворота следует учитывать тангенциальные инерционные нагрузки. Для стрел двутаврового сечения обязательна проверка общей устойчивости.

Расчет опорно-поворотного устройства (см. рис. 14.4, а) выполняют по методике, принятой для подшипников качения или для опорно-поворотных устройств стреловых кранов.

При предварительных расчетах наибольшая нагрузка на элемент качения может быть определена по формуле

$$P_{\max} \approx \left( k \frac{M}{D} + \sum F \right) \frac{1}{n \sin \alpha},$$

где  $k$  — коэффициент;  $k = 4,5$  и  $3,6$  соответственно для шариковых и роликовых опорно-поворотных устройств;  $M$  — момент, нагружающий

дотвращения резкого стопорения при отключении привода не следует применять самотормозящие передачи. При ручном повороте крана во избежание непроизвольного движения стрелы в опорно-поворотное устройство встраивают регулируемые фрикционы.

Находят применение также консольные краны с пневматическим приводом, обеспечивающим плавный подъем и опускание груза (рис. 14.6); давление воздуха в пневмосети  $0,4 \dots 0,7$  МПа.

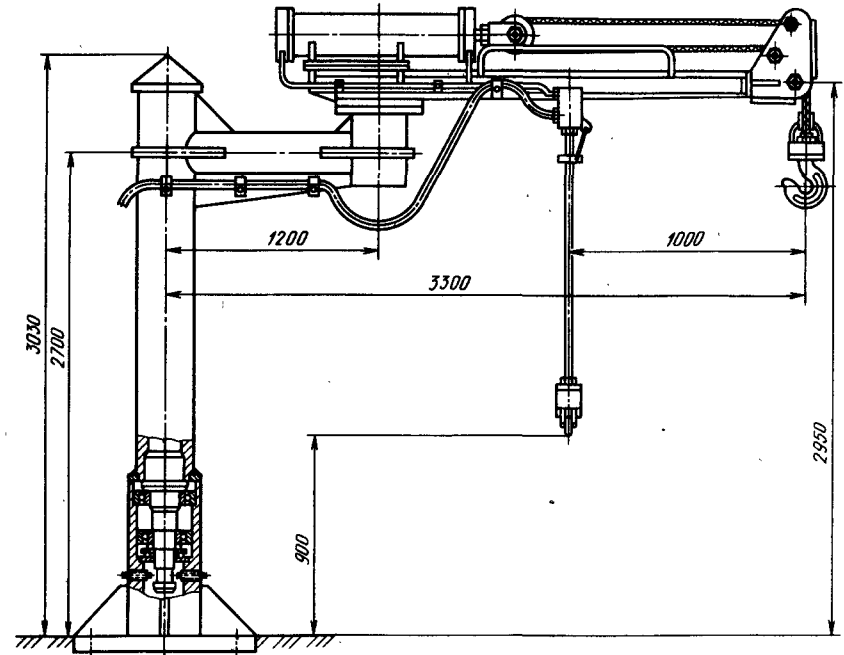


Рис. 14.6. Двуплечий кран грузоподъемностью 0,25 т с пневмоприводом механизма подъема и ручным поворотом

в вертикальной плоскости опорно-поворотных устройств;  $\sum F$  — сумма вертикальных нагрузок, действующих на опорно-поворотное устройство;  $n$  — число элементов качения (в одном ряду);  $\alpha$  — угол наклона линии контакта между беговой дорожкой и элементами качения;  $\alpha = 40 \div 45^\circ$  для шариковых опорно-поворотных устройств (см. рис. 14.4, а).

Допускаемые напряжения смятия на площадке контакта можно принимать равными 2000 ... 3000, 1000 — 1500 МПа соответственно для сталей твердостью 220 ... 300 НВ и 40 ... 50 НРС.

Момент от сил трения

$$M_{\text{тр}} \approx \sum P \frac{0,01 D}{\sin \alpha} \frac{D}{2},$$

где  $\sum P$  — суммарные вертикальные нагрузки на элементы качения.

Величина  $\sum P$  может быть определена исходя из предпосылки о линей-

ном распределении нагрузок между отдельными шариками (роликами); для ориентировочных расчетов можно принять  $\sum P = 5M/D$ .

При расчетах опорно-поворотных устройств, показанных на рис. 14.4, в, следует учитывать увеличение нагрузки на нижние ролики вследствие их смещения от осевой линии.

Прогиб конца стрелы (с учетом деформаций колонны) не должен превышать  $1/300$  вылета. Детальные указания по расчету свободностоящих поворотных кранов приведены в работе [33].

### 14.3. ПЕРЕДВИЖНЫЕ КОНСОЛЬНЫЕ (НАСТЕННЫЕ) КРАНЫ

Консольные краны (рис. 14.7) грузоподъемностью до 3,2 ... 5 т обычно изготавливают с электроталью; грузо-

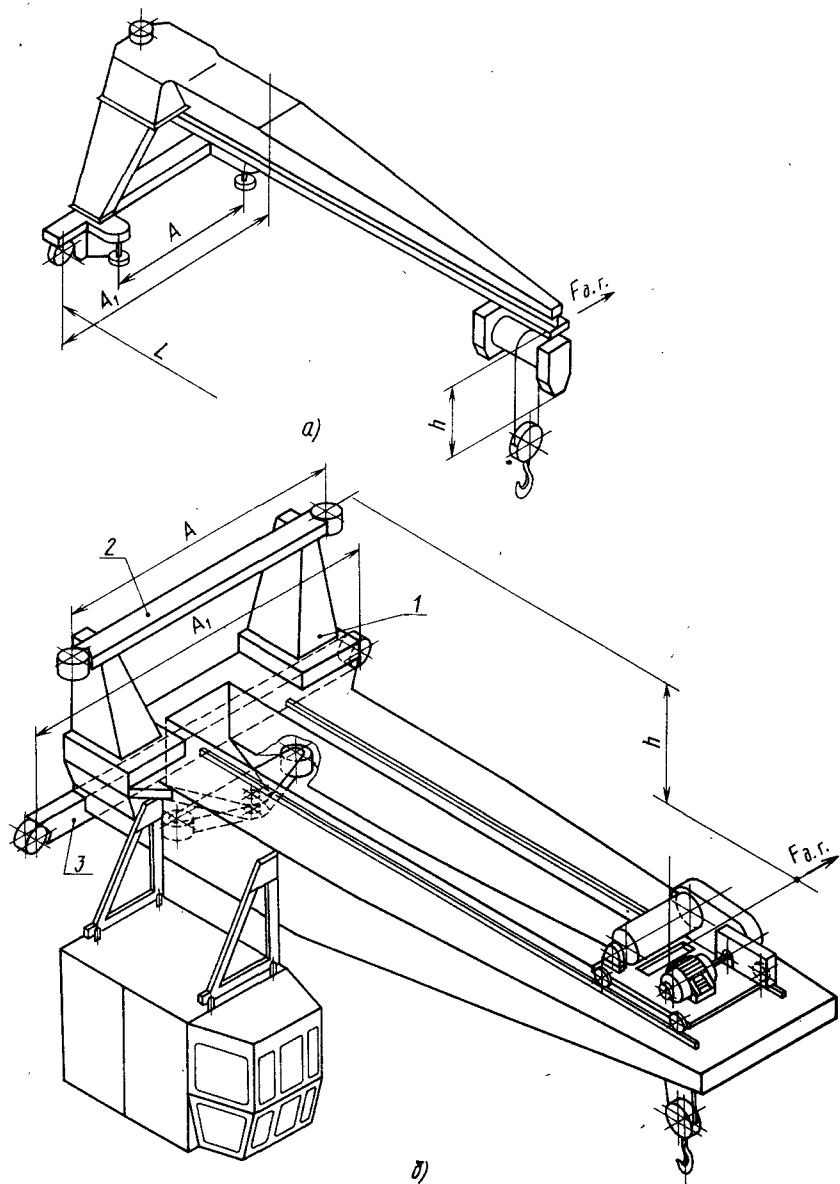


Рис. 14.7. Передвижные консольные краны:  
а — с электроталью; б — с грузовой тележкой

#### 14.2. Характеристика консольных кранов

Грузоподъемность, т	L	A	A <sub>1</sub>	Наибольшая статическая нагрузка на колесо, кН		Масса, т
				горизонтальная	вертикальная	
мм						
1,0	4000	3000	3700	13	18	2,2
	8000			20	20	2,6
2,0	4000	3700	4200	23	21	2,3
	8000			47	27	2,9
3,2	4000	3500	4200	34	38	3,9
	8000			61	42	4,4
5,0	6000	2730	4400	133	107	14,2
	8000			148	109	15,4
15,0	6500	3750	5600	306	250	21,8

подъемностью от 5 до 15 ... 20 т — с двухрельсовой грузовой тележкой. Характеристика консольных кранов грузоподъемностью 1 ... 3,2 т приведена в табл. 14.2. Краны с грузовой тележкой (рис. 14.7, б) могут быть применены в условиях интенсивного использования, в том числе для металлургических предприятий.

Металлическая конструкция кранов с электроталью состоит из коробчатой стрелы, опорного узла с коробчатыми стойками и ходовой балки.

Стрела имеет двутавровую ездовую балку, приваренную к гнутому профилю корытообразного сечения, закрытому верхним поясным листом. Стрела переходит в опорную коробку (рис. 14.8), имеющую фланцы 1 для болтов крепления опорных стоек. В коробку вварена труба 2 для эксцентриковой оси 3 балансира, несущего верхние горизонтальные ролики. Эксцентриситет составляет 6 ... 10 мм. В кон-

сольных кранах грузоподъемностью 1 и 2 т ролик установлен на оси в передней части коробки, с помощью болтов закреплен съемный предохранительный упор, размещенный между роликами балансира.

Коробчатые стойки с помощью болтов прикреплены к коробчатой ходовой балке, опирающейся на два монтированных на угловых брусках ходовых колеса. Оба колеса — приводные, на консольных концах их валов установлены редукторы типа А-400, используемые в одиобалочных мостовых кранах. Ходовые колеса и горизонтальные ролики — безребордные со сферической беговой поверхностью. В местах примыкания стоек к балке предусмотрены кронштейны для эксцентриковых осей нижних опорных роликов. Опорная система крана обеспечивает статически определенное распределение нагрузок на ходовые колеса и горизонтальные ролики.

Стрела крана с двухрельсовой тележкой (см. рис. 14.7, б) выполнена в виде двух коробчатых балок переменного по длине сечения. Балки соединены коробчатыми поперечницами. К основанию балок с помощью болтов прикреплены кронштейны 1, на которых установлена верхняя балка 2 с горизонтальными роликами. Опорные ходовые колеса смонтированы на ходовой балке 3, а нижние горизонтальные ролики на балансире, закрепленном на балке 3. Предусмотрено регулирование положения горизонтальных роликов. Ходовая балка имеет два механизма передвижения с вертикальными редукторами. Краны с двухрельсовыми тележками обычно снабжены кабинками управления. Грузовая тележка — типовая, как в мостовых кранах.

**Особенности расчета передвижных консольных кранов.** При расчете консольных кранов можно использовать указания, относящиеся к кранам мостового типа.

Максимальные нагрузки на ходовые колеса определяют с учетом динамических нагрузок, возникающих при пуске и торможении механизма передвижения крана. При действии этих

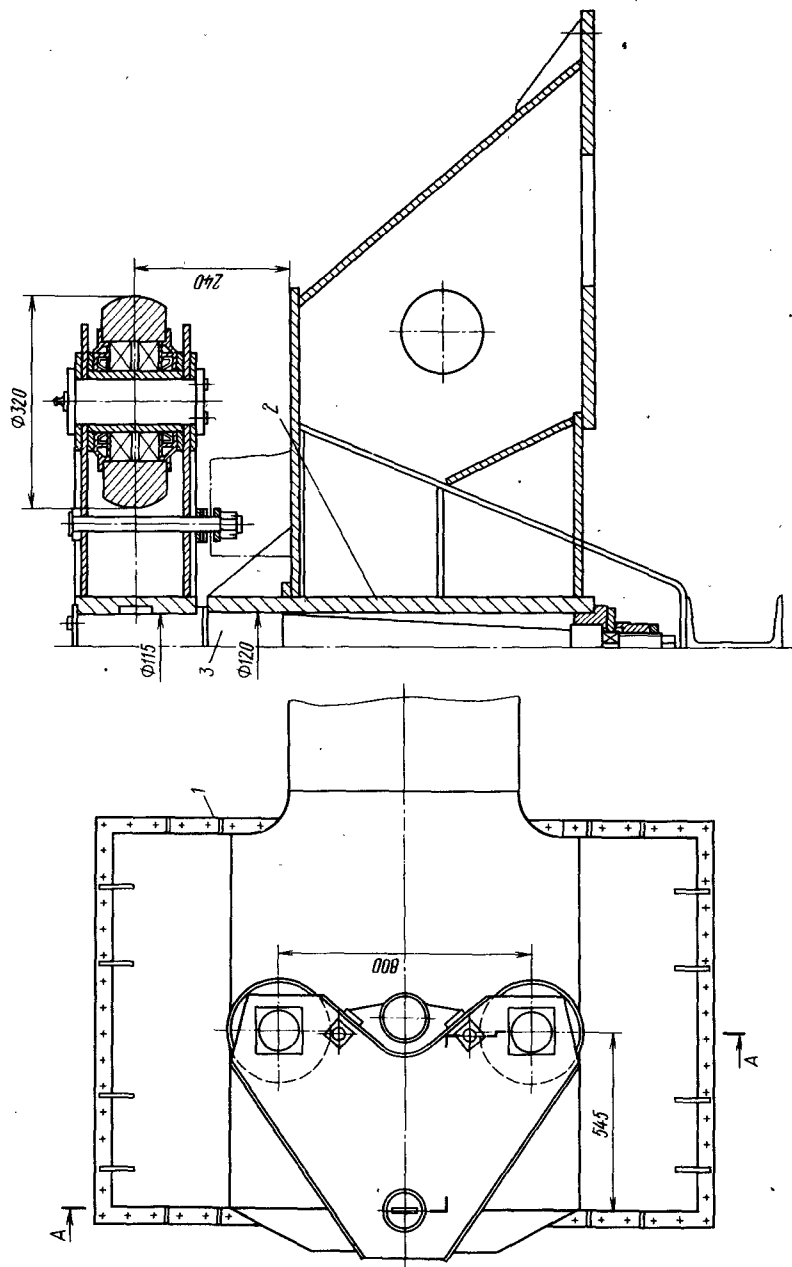


Рис. 14.8. Опорный узел консольного крана

нагрузок (см. рис. 14.7, а, б) возникают дополнительные реакции:

на вертикальных колесах

$$R_{\text{в}} = \pm \sum F_{\text{д.г}} \frac{h}{A_1};$$

на нижних горизонтальных роликах (см. рис. 14.7, а) и верхних

горизонтальных (см. рис. 14.7, б)

$$R_{\text{г}} = \pm \sum F_{\text{д.г}} \frac{L}{A}.$$

При более точных расчетах рекомендуется учитывать податливость горизонтальных направляющих.

Прогибы консолей можно принимать по нормам, рекомендованным для козловых кранов.



15.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

На кранах могут быть применены следующие приводы: ручной, электрический, гидравлический и пневматический.

*Ручной привод* механизмов используют для талей, подвесных и опорных однобалочных кранов грузоподъемностью до 5 т. В редких случаях ручной привод применяют в мостовых двухбалочных кранах грузоподъемностью до 20 т.

*Электрический привод* используют в основном для мостовых, козловых, консольных и других кранов.

*Пневматический привод* находят применение в мостовых кранах взрывобезопасного исполнения грузоподъемностью до 16 т (температура нагрева механизмов не выше 100 °С).

*Гидравлический привод* для кранов промышленных предприятий практически не используют, хотя он находит достаточно широкое применение в судовых поворотных кранах, автомобильных стреловых кранах и других.

*Ручной привод* предназначен в основном для простейших кранов, работающих в условиях эпизодических грузоподъемных операций при монтаже, демонтаже и ремонте оборудования, если фактическая высота подъема груза не превышает 2 ... 3 м. При использовании ручного привода нагрузки не должны превышать следующих значений.

Усилие на рукоятке, Н, менее:	
при периодической работе . . . . .	160
при кратковременной работе . . . . .	200
Усилие на цепи тягового колеса при кратковременной работе, Н, менее . . . . .	400
Скорость, м/с, менее:	
рукояток . . . . .	0,7
цепи тягового колеса . . . . .	0,5

Большинство приводов механизмов подъема и передвижения кранов имеют тяговое колесо, передающее через редуктор усилие на грузовой барабан. Диаметр тягового колеса составляет 400 ... 1000 мм. Некоторые подъемные механизмы с ручным приводом имеют редуктор с переключением, позволяющий увеличить скорость подъема легких грузов и перемещение крюка без груза в 2—3 раза.

В качестве *пневматического привода* крановых механизмов применяют поршневые и шестеренные двигатели. При этом определенные преимущества имеют радиально-поршневые двигатели. Мощность пневматических приводов не превышает 3 кВт. Аппаратура управления пневмопривода состоит из пульта, блока управления механизмом с помощью трехходового сильфонного клапана, регулирующего сильфонного клапана, пневматических усилителей и конечных выключателей. Пульт обеспечивает дистанционное управление путем подачи пневматических команд на клапаны и усилитель. Питание системы управления осуществляется от пневмоемкости. В нулевом положении система находится под давлением, что обеспечивает удержание груза в подвешенном состоянии без тормоза. Тормоз используется как стояночный и аварийный. Пневмосистема обеспечивает плавное и бесступенчатое регулирование скорости до 1 : 20. Быстродействие зависит от объема воздуха в коммуникациях, начало движения происходит через 0,5 ... 1,0 с после подачи команды.

К недостаткам пневмоприводов, ограничивающих их широкое применение, относятся небольшой радиус действия, большой расход воздуха ввиду неизбежных утечек. На открытом воздухе пневмопривод работает неустойчиво вследствие обмерзания клапанов.

Достоинствами гидравлического привода являются возможность регулирования скорости и простота регулирования мощности. Гидропривод механизмов кранов состоит из приводного электродвигателя гидронасоса с аппаратурой пуска гидророллин между гидронасосом и гидромотором. Гидромотор может быть быстроходным с редукторной передачей к рабочему органу и тихоходным высокомоментным, обеспечивающим безредукторную связь с механизмом. По энергопотреблению электродвигатель гидронасоса, постоянно включенный и работающий с низким cos φ, имеет расход электроэнергии в 1,3 раза выше, чем расход электродвигателя в системе с электроприводом.

Таким образом, гидропривод энергетически неэкономичен как крановый привод. Основными эксплуатационными недостатками гидроприводов являются следующие: 1) утечки из гидросистемы, составляющие 2 ... 5 %, которые постоянно должны компенсироваться гидронасосом даже при неработающем механизме; 2) невозможность использования масла в интервале температур от -40 до +40 °С, необходимость смены масла при переходе от отрицательной температуры к положительной; 3) ресурс гидропривода значительно ниже ресурса электропривода; в связи с этим применение гидроприводов на кранах ограничено, например, для мощных кранов во взрывобезопасном исполнении.

15.2. КРАНОВЫЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДЫ

**Общие сведения.** Под системой управления электроприводом подразумевают комплекс, состоящий из преобразователя электрической энергии, аппаратуры управления для коммутации тока в цепи электродвигателя, органа ручного управления или автоматического (программного) контроля, органа скоростного, путевого или иного контроля, а также элементов защиты электрооборудования и механизма, воздействующих на устройства отключения электрооборудования и механизма.

Электрические цепи электроприводов разделяют на следующие виды.

1. Главные цепи, через которые проходит основной поток энергии электропривода, а также осуществляется питание грузоподъемных магнитов.

2. Цепи возбуждения, через которые проходит ток возбуждения электрических машин постоянного тока, синхронных электрических машин переменного тока или электромагнитов тормозных устройств, а также ток двигателей электрогидравлических толкателей.

3. Цепи управления, по которым производятся подача команд к коммутационным устройствам главных цепей и цепей возбуждения от органов управления. В цепях управления осуществляется также определенная последовательность выполнения команд и переключений по заранее заданной программе.

4. Цепи сигнализации, которые передают оператору или контролирующему устройству информацию о состоянии коммутационных элементов главных цепей и цепей управления или о значениях конкретных параметров электропривода и механизма.

В крановых электроприводах применяют электромашинные и статические преобразователи электрической энергии. В электромашинных преобразователях две (или более) электрические машины преобразуют электроэнергию, потребляемую от питающей сети, в электроэнергию с регулируемыми параметрами (напряжение, частота, ток). В статических преобразователях преобразование электрической энергии осуществляется путем бесконтактной коммутации цепей постоянного или переменного тока с помощью управляемых и неуправляемых полупроводниковых приборов.

Аппаратура управления электроприводом является комплексом, включающим контактные и бесконтактные устройства коммутации в цепях электродвигателя, преобразователей энергии и управления, а также элементы защиты электрических цепей. Контактную аппаратуру в крановом электроприводе можно разделить на две группы: 1) управление контактной аппаратурой осуществляется непосредственно оператором с помощью силового контроллера; 2) с приводом контактов от

электромагнитного устройства (контакты и реле).

**Классификация систем управления.** Системы управления крановыми механизмами относятся к устройствам, находящимся под контролем оператора, т. е. в этих системах выбор момента начала операции, скоростных параметров и момента окончания операции осуществляется лицом, управляющим механизмом. В свою очередь система управления должна обеспечивать необходимую защиту.

Механические свойства электроприводов характеризуются механическими характеристиками — зависимостями частоты вращения от вращающего момента на валу. Системы управления можно разделить по способу управления и условиям регулирования.

По способу управления системы управления бывают: 1) управляемые непосредственно силовыми кулачковыми контроллерами, когда процесс управления, включая выбор необходимых ускорений, осуществляется исключительно оператором; 2) управляемые кнопочными постами, когда возможности управления ограничены конструктивными особенностями поста и заданной программой разгона (торможения); 3) управляемые сложным комплексным устройством (магнитным контроллером с использованием преобразователя энергии или без него); в этом случае оператор выбирает только необходимые скорости, а процессы разгона, торможения и промежуточные переключения осуществляются автоматически.

По условиям регулирования системы управления бывают: 1) с регулированием скорости (частоты вращения) ниже номинальной; 2) с регулированием скорости выше номинальной и ниже номинальной; 3) с регулированием скорости и замедления.

В соответствии с приведенной классификацией в СССР в крановом электроприводе применяют следующие системы управления: К-ДП — электропривод постоянного тока с управлением при помощи силового контроллера;

МК-ДП — электропривод постоянного тока с управлением при помощи магнитного контроллера; ТП-ДП — электропривод постоянного тока с питанием и управлением при помощи тиристорного преобразователя; ГД — электропривод постоянного тока по системе ГД (Леонарда); МП-АДК — электропривод переменного тока с короткозамкнутым двигателем, управляемым магнитным пускателем; К-АДК — электропривод переменного тока с короткозамкнутым двигателем, управляемым силовым контроллером; МК-АДД — электропривод переменного тока с двухскоростным двигателем, управляемым магнитным контроллером; К-АДФ — электропривод переменного тока: двигатель с фазным ротором, управляемый силовым контроллером; КД-АДФ — электропривод переменного тока: двигатель с фазным ротором, управляемый силовым контроллером с динамическим торможением способом самовозбуждения; КИ-АДФ — электропривод переменного тока: двигатель с фазным ротором, управляемый силовым контроллером с тиристорным импульсно-ключевым регулированием скорости; МКП-АДФ — электропривод переменного тока: двигатель с фазным ротором, управляемый магнитным контроллером с динамическим торможением способом протнвоключения; МКД-АДФ — электропривод переменного тока: двигатель с фазным ротором, управляемый магнитным контроллером с торможением способом самовозбуждения; МКБ-АДФ — электропривод переменного тока: двигатель с фазным ротором, управляемый магнитным контроллером с бездуговой коммутацией и импульсно-ключевым регулированием скорости; ТРН-АДФ — электропривод переменного тока: двигатель с фазным ротором, управляемый тиристорным регулятором напряжения; МКИ-АДФ — электропривод переменного тока: двигатель с фазным ротором, управляемый магнитным контроллером с тиристорным импульсно-ключевым регулированием скорости; ПЧН-АДД — электропривод переменного тока: двигатель двухскоростной короткозамкнутый, управляемый тиристорным преобразователем частоты.

### 15.3. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ КРАНОВ

Выбор системы управления для крановых механизмов осуществляется на основе данных табл. 15.2: диапазона регулирования, способа управления, ресурса (уровня износоустойчивости), диапазона возможных мощностей электроприводов, энергетических и динамических показателей, а также дополнительных данных, определяющих условия эксплуатации электроприводов.

Экономическая оценка систем управления должна базироваться на принципе минимальных расходов, связанных с затратами на изготовление

(табл. 15.1), эксплуатационными затратами на ремонт, а также затратами энергии, потребляемой из сети на разгон и торможение крановых механизмов, за период эксплуатации до капитального ремонта (10 лет). Систему управления выбирают по наилучшим экономическим показателям. Если экономические показатели сравниваемых систем близки, то производится дополнительная оценка с учетом удельной массы и размеров, а также условий размещения электрооборудования. Ориентировочные значения удельной массы различных систем управления приведены в табл. 15.3. Учитывая, что размещение преобразовательных агрегатов или полупроводниковых преобразователей на кранах сопряжено с определенными трудностями, может ока-

#### 15.1. Затраты (руб/кВт) на изготовление систем управления крановых электроприводов

Элементы электропривода	Мощность электродвигателя, кВт						
	0,7 ... 2,0	2 ... 5	5 ... 12	12 ... 30	30 ... 70	70 ... 150	Более 150
<i>Удельные ватраты на изготовление электродвигателя</i>							
Электродвигатель: постоянный тока с фазным ротором	—	120	72	38	28	26	25
двухскоростной короткозамкнутый	70	60	40	28	25	—	—
<i>Удельные ватраты на изготовление системы управления</i>							
Комплект магнитного пускателя	10	6	5	—	—	—	—
Аппаратура контроллера: силового кулачкового магнитного	20 100	10 75	5,5 40	3,0 16	— 10	— 7,5	— 6,5
Питающие и управление системы:							
Г-Д	—	120	70	42	32	22	20
ТП-Д	—	250	200	80	50	32	30
ПЧН-АДД	—	—	320	150	65	—	—
Аппаратура управления системы:							
ТРН-АДФ	—	—	200	80	45	32	—
МКИ-АДФ	—	—	55	28	—	—	—

## 15.2. Характеристика систем управления крановых электроприводов

Параметр	Электропривод						
	постоянного тока						
	Система						
	К-ДП	МК-ДП	ТП-ДП	ГД	МП-АДК	К-АДК	МК-АДД
Источник питания	Сеть постоянного тока или автономный источник			Сеть переменного тока			
Система электропривода	Контроллер силовой	Контроллер магнитный	Тиристорный преобразователь	Система ГД	Магнитный пускатель	Контроллер силовой	Контроллер магнитный
Способ регулирования и управления	Реостат в цепи якоря	Изменением напряжения в главной цепи	Изменением напряжения в главной цепи	Прямое включение в сеть	Реостат в цепи статора	Переключение обмоток статора	
Возможность регулирования: I—III квадрант II—IV квадрант	+	+	+	+	-	-	+
Диапазоны регулирования: в сторону уменьшения	1 : 4	1 : 6	1 : 20	1 : 20	-	-	От 1 : 3 до 1 : 6
в сторону повышения	2 : 1	2 : 1	3 : 1	3 : 1	-	-	-
пускового момента	1 : 2	1 : 4	1 : 2	1 : 3	-	1 : 4	-
Исполнительный двигатель	Последовательного возбуждения		Постоянного тока Независимого возбуждения		Асинхронный короткозамкнутый		Двухскоростной

	переменного тока									
	К-АДФ	КД-АДФ	КИ-АДФ	МКП-АДФ	МКД-АДФ	МКБ-АДФ	ТРН-АДФ	МКИ-АДФ	ПЧН-АДД	
	Силовой контроллер	Магнитный контроллер			Тиристорный регулятор	Магнитный контроллер	Тиристорный преобразователь частоты			
	Реостат в цепи ротора	Реостат в цепи ротора; динамическое торможение	Тиристорное импульсно-ключевое регулирование	Противоключение	Реостат в цепи ротора; динамическое торможение	Бестоковая коммутация динамическое торможение	Изменение напряжения в цепи статора	Тиристорное импульсно-ключевое регулирование	Регулирование частоты	
	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
	1 : 3	До 1 : 7	1 : 10	До 1 : 3	1 : 8	1 : 8	1 : 10	1 : 10	1 : 40	
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	1 : 4	1 : 2	1 : 3	1 : 4	1 : 2	1 : 2	1 : 4	1 : 3	-	
	Асинхронный с фазным ротором								Асинхронный двухскоростной	

Параметр	Электропривод						
	постоянного тока						
	Система						
	К-ДП	МК-ДП	ТП-ДП	ГД	МП-АДК	К-АДК	МК-АДД
Возможность использования: на краях взрывобезопасного исполнения в условиях повышенной радиации	—	—	—	—	+	—	+
	—	—	—	—	+	—	+
Диапазон мощностей, кВт	3 ... 15	10 ... 120	50 ... 300	20 ... 300	0,7 ... 10	1,5 ... 10	7 ... 25
Допустимое число пусков в час	60	360	360	360	60	60	150
Ресурс по числу включений без тока · 10 <sup>6</sup>	1	20	10	20	0,5	0,2	10
Коммутационная износостойкость · 10 <sup>6</sup>	0,1	1,0	2	3	0,2	0,5	1
Нагрузка механического тормоза, % кинетической энергии механизма	30	30	5	5	100	100	15
Коэффициент готовности к работе в пределах ресурса	1,0	0,7	0,6	0,9	1,0	1,0	0,8
Удельная масса аппаратуры, кг/кВт	8	8	10	20	1,5	4	9
Возможность управления с пола	—	—	—	—	+	—	+

Продолжение табл. 15.2

переменного тока								
К-АДФ	КД-АДФ	КИ-АДФ	МКП-АДФ	МКД-АДФ	МКБ-АДФ	ТРН-АДФ	МКИ-АДФ	ПЧН-АДД
—	—	—	—	—	—	—	—	+
—	—	—	—	—	—	—	—	+
1,5 ... 30	5 ... 30	2 ... 15	5 ... 100	15 ... 100	30 ... 120	20 ... 130	5 ... 30	10 ... 60
150	150	150	250	240	360	340	360	360
2,5	2,5	10	10	20	10	10	10	10
0,5	0,5	1	1	1	5	5	5	5
30	30	5	30	15	20	5	5	5
0,9	0,9	1,0	0,6	0,6	0,75	0,65	0,8	0,7
4	7	7	6	6	12	7	10	12
—	—	—	—	+	—	—	+	—

### 15.3. Удельная масса крановых электроприводов, кг/кВт

Система крановых электроприводов	Мощность электродвигателя, кВт						
	0,7 ... 2,0	2 ... 5	5 ... 12	12 ... 30	30 ... 70	70 ... 150	более 150
МП-АДК	18	12	10	—	—	—	—
К-АДФ	—	30	20	16	—	—	—
МКД-АДФ	—	58	35	21	24	18	16
МК-АДД	60	52	42	30	—	—	—
Г-Д	—	—	100	60	52	52	52
ТП-ДП	—	—	80	52	36	42	37
ПЧН-АДД с диапазоном регулирования 1 : 30	—	—	65	42	35	—	—
ТРН-АДФ	—	—	45	26	28	20	—
МК-ДП	—	70	48	38	37	36	35
МКИ-АДФ	80	65	40	27	—	—	—

заться необходимым и целесообразным применить систему, не обладающую оптимальными экономическими показателями.

### 15.4. ЭЛЕКТРОПРИВОДЫ С АСИНХРОННЫМИ ФАЗНЫМИ УПРАВЛЕНИЯМИ ИЗ КАБИНЫ

Область применения электроприводов с торможением способом противовключения. Рассматриваемые электроприводы до последнего времени благодаря простоте реализации находят наиболее широкое применение для крановых электроприводов, особенно для механизмов передвижения. В механизмах подъема эти электроприводы заменяются системами с динамическим торможением самовозбуждением. Комплектные электроприводы выполняют на основе асинхронных крановых двигателей с фазным ротором при управлении от силовых контроллеров ККТ-60 и магнитных контроллеров типа ТА, ДТА,

ТСА, К, ДК, КС. Электроприводы с силовыми кулачковыми контроллерами и магнитными контроллерами ТА, ДТА (для механизмов передвижения) и ТСА (для механизмов подъема) с цепями управления на переменном токе применяются для кранов общего назначения, а с магнитными контроллерами К, ДК (механизм передвижения) и КС (механизм подъема) с цепями управления на постоянном токе для кранов металлургического производства.

Особенности использования контроллеров определяют некоторые их конструктивные различия. Например, контроллеры К и КС имеют индивидуальную защиту, а контроллеры ТА, ТСА имеют общую защиту, вынесенную на отдельную защитную панель, в контроллерах ДК для двух- и многодвигательных электроприводов предусмотрено разделение силовых цепей двигателя для повышения надежности работы системы и др.

Мощность электроприводов с силовыми кулачковыми контроллерами составляет 1,7 ... 30 кВт; она может быть увеличена до 45 кВт при введении контакторного реверсора, а электроприводов с магнитными контроллерами от 3,5 до 100 кВт для механизмов передвижения и от 11 до 180 кВт для механизмов подъема (мощности указаны для группы режима работы механизма 4М при ПВ = 40%). Применяемые в рассматриваемых электроприводах методы регулирования скорости и осуществление тормозных режимов определяют их невысокие регулировочные и энергетические свойства. Характерным для таких систем является отсутствие устойчивых посадочных и промежуточных скоростей, а также большие потери в пускотормозных резисторах. В целом условный диапазон регулирования скорости этих электроприводов не превышает 3 : 1.

Электроприводы систем К-АДФ, МКП-АДФ механизмов подъема. Схема электропривода с кулачковым контроллером ККТ-61А показана на рис. 15.1. Схема электропривода с контроллером ККТ-68А почти аналогична схеме электропривода с контроллером ККТ-61А. В цепи статора электропривода с контроллером ККТ-68А применен контакторный реверсор, а освободившиеся

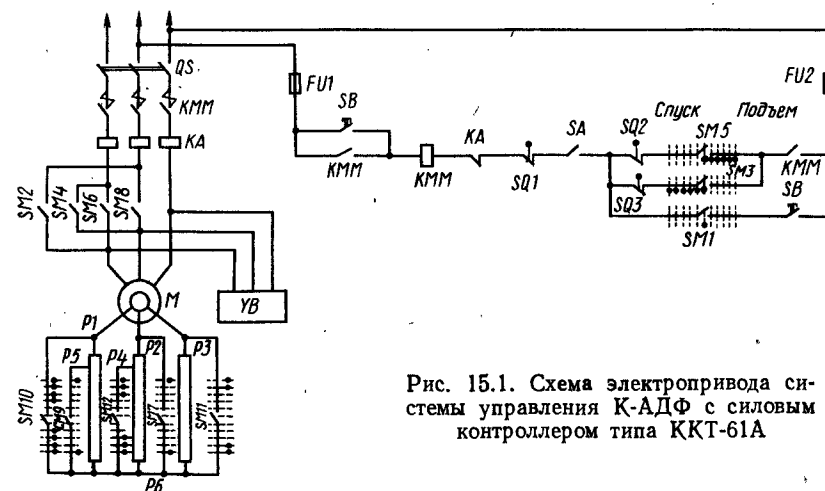


Рис. 15.1. Схема электропривода системы управления К-АДФ с силовым контроллером типа ККТ-61А

контакты контроллера использованы для параллельного включения ступеней резисторов в цепи ротора.

Механические характеристики электропривода с силовыми контроллерами показаны на рис. 15.2. При построении механических характеристик рассматриваемых электроприводов основным вопросом является выбор значения начального пускового момента. С одной стороны, с точки зрения снижения избыточного момента при разгоне и обеспечения посадочных скоростей при опускании легких грузов желательно уменьшить пусковой момент. С другой стороны, чрезмерное снижение начального пускового момента может привести к опусканию тяжелых грузов в положении подъема и возникновению больших скоростей при их опускании. Для исключения этого начальный пусковой момент должен составлять примерно  $0,7M_n$  (здесь  $M_n$  — номинальный момент двигателя в соответствующем режиме работы).

На рис. 15.2 в качестве номинального момента принят момент двигателя при ПВ = 40%. При ПВ = 25% первой позиции контроллера будет соответствовать характеристика 1' с пусковым моментом, равным  $M_n$  при ПВ = 40%; соответственно другим позициям — характеристики 2—5. Для обеспечения начального момента пускорегулирующие резисторы имеют от-

пайки, позволяющие шунтировать часть ступени резистора.

Контакты  $SM_2, SM_4, SM_6, SM_8$  контроллера (см. рис. 15.1) выполняют реверсирование двигателя; контакты  $SM_7, SM_9 \dots SM_{12}$  коммутируют ступени резисторов; контакты  $SM_3$  и  $SM_5$  использованы в цепях защиты. Одновременно с двигателем включается катушка тормоза  $YB$ .

Защита электропривода осуществляется защитной панелью, на которой расположены контактор КММ, силовой рубильник  $QS$ , предохранители  $FU_1, FU_2$  и блок максимального

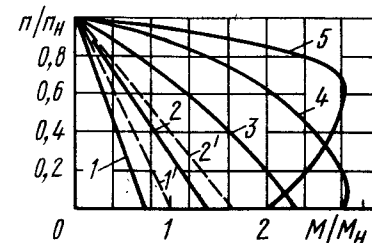


Рис. 15.2. Механические характеристики электропривода системы управления К-АДФ силовым контроллером типа ККТ-61А и двухдвигательного электропривода системы управления К-АДФ с силовым контроллером типа ККТ-62А

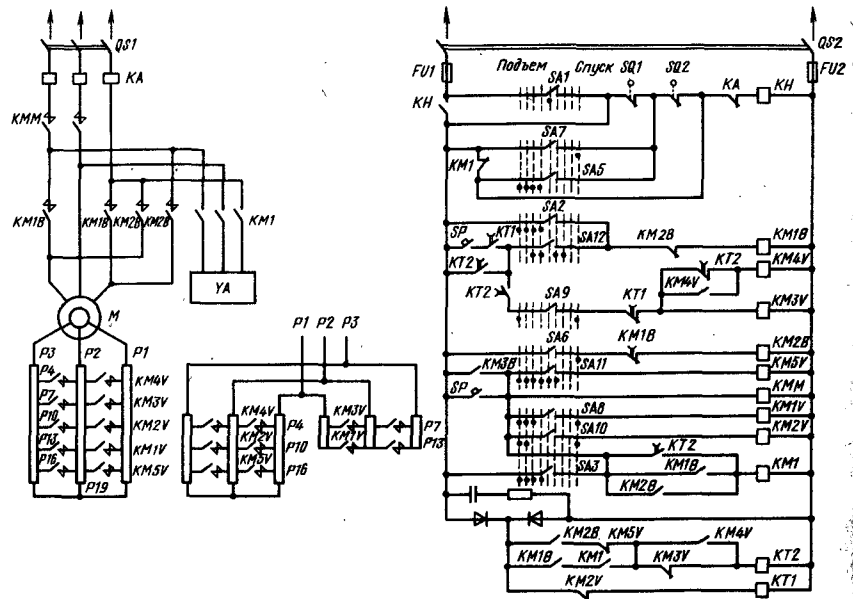


Рис. 15.3. Схема электропривода системы МКП-АДФ с магнитными контроллерами типа ТСА

реле КА. Конечная защита осуществляется выключателями SQ2, SQ3. В цепь катушки контактора KMM включены контакты SB кнопки включения, аварийного выключателя SA и контакты блокировки люка SQ1.

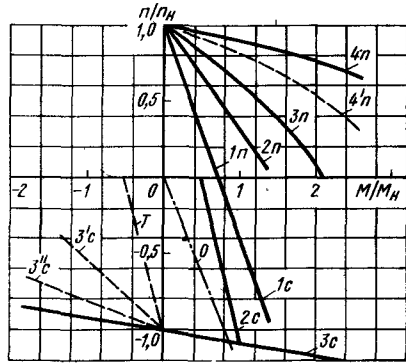


Рис. 15.4. Механические характеристики электропривода с магнитными контроллерами ТСА (см. рис. 16.3)

На рис. 15.3 показан электропривод механизма подъема с магнитным контроллером типа ТСА. Электроприводы с контроллерами КС в основном аналогичны электроприводам с магнитными контроллерами ТСА. Различаются эти электроприводы тем, что в электроприводе с КС цепь управления на постоянном токе, а защитные аппараты, включая линейный контактор KMM, рубильник QS1, максимальные реле КА, предохранители FU1, FU2, находятся непосредственно в магнитном контроллере и защита является индивидуальной, а в электроприводах с контроллерами ТСА используется защитная панель.

Ранее для ответственных электроприводов выпускались модификации контроллеров типа ТСА3 с управлением на переменном токе. Электроприводы с магнитными контроллерами обеспечивают автоматический разгон, реверсирование, торможение и ступенчатое регулирование скорости на реостатных характеристиках двигателя.

Механические характеристики электропривода с ТСА приведены на рис. 15.4. При подъеме груза разгон ведется под контролем реле времени KT1 и KT2; при этом механическая характеристика 4' является нефиксированной. При опускании груза производится регулирование на характеристиках противовключения 1с и 2с и характеристике 3с, на которой в зависимости от массы груза двигатель работает в режиме силового опускания или в режиме генераторного торможения. Переход на характеристику 3с осуществляется по характеристикам 3'с и 3''с под контролем реле времени.

В схемах контроллеров выпуска до 1980 г. опусканию малых грузов соответствовал режим однофазного торможения, осуществляемый с помощью дополнительных контакторов. Этому режиму (см. рис. 15.4) соответствует характеристика 0. В контроллерах выпуска после 1980 года этот режим в ТСА и КС был исключен.

При опускании груза на характеристиках 1с и 2с оператор должен нажать педаль SP при установке рукоятки командоконтроллера на соответствующую позицию. Управление педалью является вынужденным при данных механических характеристиках след-

ствие возможного подъема груза вместо опускания. Электропривод переводится в режим противовключения не только при опускании груза, но и при торможении из положения опускания; причем на первой и второй позиции это осуществляется нажатием педали. При этом за время выдержки реле KT2 одновременно с механическим торможением обеспечивается и электрическое на характеристике 2с. Кроме указанного, реле PT2 контролирует также правильность сборки схемы.

Схемы электроприводов механизмов передвижения систем управления К-АДФ, МКП-АДФ. Электропривод механизмов передвижения с кулачковыми контроллерами имеет один или два двигателя. Электропривод с одним двигателем и контроллером ККТ-61А полностью аналогичен электроприводу системы управления К-АДФ с силовым контроллером ККТ-61А (см. рис. 15.1).

Двухдвигательный электропривод с контроллером ККТ-62А показан на рис. 15.5. Принцип работы электроприводов с контроллерами ККТ-61А и ККТ-62А одинаков: контакты SM контроллера регулируют сопротивление в цепи роторов двигателей; защита вынесена на отдельную защитную панель. Отличие состоит в том, что

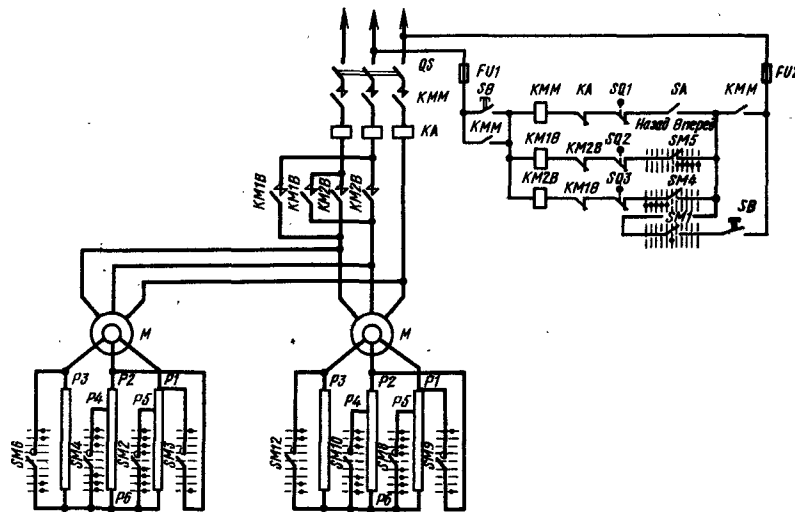


Рис. 15.5. Схема двухдвигательного электропривода системы управления К-АДФ с силовым контроллером типа ККТ-62А

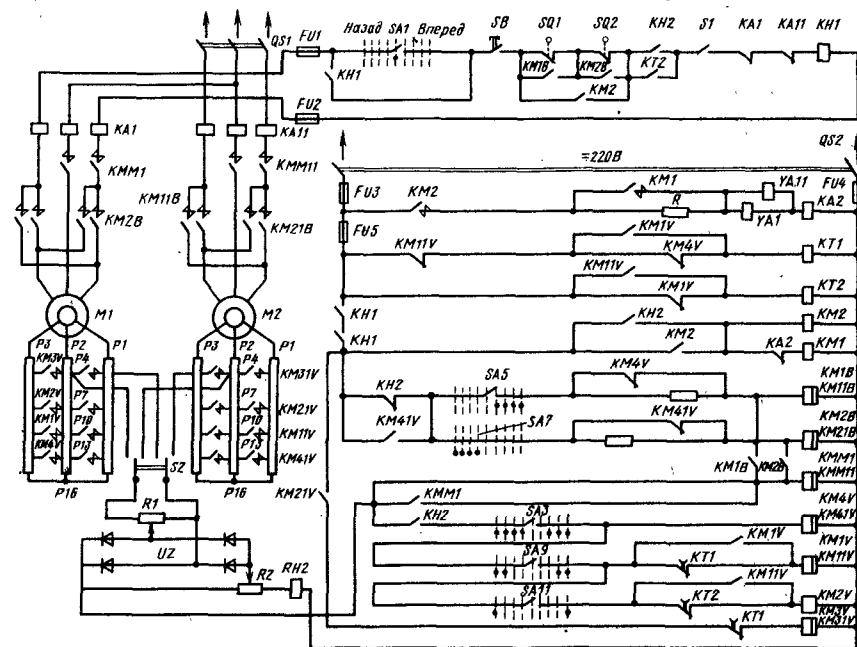


Рис. 15.6. Схема двухдвигательного электропривода системы управления МКП-АДФ с магнитным контроллером типа ДК

в электроприводе с ККТ-62А реверсирование осуществляется контакторами КМ-1В и КМ-2В. Механические характеристики этих электроприводов идентичны механическим характеристикам электропривода на рис. 15.2.

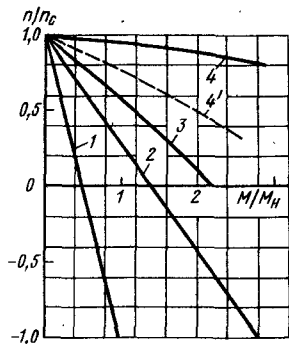


Рис. 15.7. Механические характеристики двухдвигательного электропривода системы управления МКП-АДФ с магнитным контроллером типа ДК

Электропривод механизма передвижения с управлением от магнитного контроллера рассматривается на примере двухдвигательного электропривода с контроллером типа ДК кранового металлургического исполнения (рис. 15.6). Этот электропривод обеспечивает симметричные механические характеристики (рис. 15.7). Управление осуществляется от командоконтроллера с обеспечением плавного опускания груза под контролем реле времени  $KT1$  и  $KT2$ . Для торможения используется режим противовключения на характеристике 1 под контролем реле  $RH2$ . Катушка реле  $RH2$  включена на разность напряжений, пропорциональных выпрямленному диодным мостом  $UZ$  напряжению ротора одного из двигателей и опорного напряжения сети. Регулированием потенциометров  $R1$ ,  $R2$  достигается задержка двигателя на характеристике 1 до нулевой скорости, после чего разрешается разгон двигателя в обратном направлении. В схеме предусмотрены необходимые ниды за-

щиты, вынесенные на реле напряжения  $KH1$ .

Электроприводы подъема с динамическим торможением системы управления МКД-АДФ. Электроприводы с динамическим торможением самовозбуждением имеют значительно более высокие регулировочные и энергетические показатели, чем рассмотренные выше электроприводы с торможением противовключением. Эти электроприводы используют только для механизмов подъема, и их применение целесообразно при номинальных скоростях подъема более 0,08 м/с. Комплексные электроприводы охватывают все крановые асинхронные двигатели с фазным ротором при управлении от магнитных контроллеров типа ТСД. Эти электроприводы выпускают только для механизмов общепромышленного исполнения. Для крановых механизмов металлургического производства выпускается специальная серия электроприводов с режимом динамического торможения самовозбуждением и тиристорными узлами бездуговой коммутации, рассматриваемых ниже.

Электроприводы с магнитными контроллерами имеют индивидуальную защиту. Контроллеры выпускаются двух типов соответственно для возбуждаемых и невозбуждаемых электродвигателей. Первые из этих контроллеров применяют для двигателей, напряжение на кольцах ротора которых не превышает 300 В при напряжении сети 380 В; вторые — при напряжении ротора более 300 В. Применение режима динамического торможения самовозбуждением позволяет получить устойчивые посадочные скорости при диапазоне регулирования 1 : 8; благодаря импульсно-ключевому включению на первом положении подъема обеспечивается регулирование диапазона скорости до 1 : 7.

Обладая повышенными регулировочными и энергетическими свойствами, рассматриваемые электроприводы позволяют значительно улучшить использование двигателей и повысить надежность работы контакторной аппаратуры благодаря снижению числа включений приводов при осуществлении доводочных операций, а также снизить нагрузку на механические передачи

при натягивании грузовых канатов.

Электроприводы с магнитными контроллерами типа ТСД рассмотрим на примере электропривода с возбуждаемыми двигателями. Электропривод с магнитными контроллерами типа ТСД (П6506) показан на рис. 15.8, а механические характеристики его приведены на рис. 15.9. Реверсирование осуществляется контакторами  $KM1$  и  $KM2$ , динамическое торможение — контактором  $KM6$ , механически заблокированным с силовым контактором  $KM1$ . Подпитка двигателя в режиме динамического торможения осуществляется от сети через контакты контакторов  $KM5$ ,  $KM6$ , две фазы двигателя, выпрямитель  $VD1$ , реле контроля  $KA2$ , резистор. Скорость регулируется контакторами  $KM7$  ...  $KM10$ . Питание тормозных приводов производится через контакты контакторов  $KM11$  и  $KM3$ .

При подъеме и опускании груза предусматривается автоматический разгон под контролем электронных реле времени  $KT2$  ...  $KT4$ . Режим динамического торможения реализуется на всех положениях опускания груза, кроме последнего положения, на котором двигатель работает от сети с минимальным невыключаемым сопротивлением в роторе. При остановке привода со спуска в течение времени выдержки реле  $KT3$  ...  $KT4$  остается включенным контактор  $KM6$  и осуществляется электродинамическое торможение, что необходимо для облегчения работы тормоза. Малая скорость подъема реализуется с помощью тиристорного блока  $VS1$ , работающего в импульсно-ключевом режиме. Выпрямитель  $BD2$  получает питание от зажимов обмотки ротора через конденсаторы  $CI$ . В цепи выпрямителя включены стабилизатор  $VD5$  и управляющая часть оптрона  $VS2$ . Выходная часть оптрона включена в управляющие цепи тириستоров блока  $VS1$ . По уставке стабилизатора  $VD5$  осуществляется автоматическое поддержание роторного напряжения независимо от нагрузки, а следовательно, и установленной малой частоты вращения вала электродвигателя.

Управление электроприводом может осуществляться из кабины с помощью командоконтроллера, как описано вы-



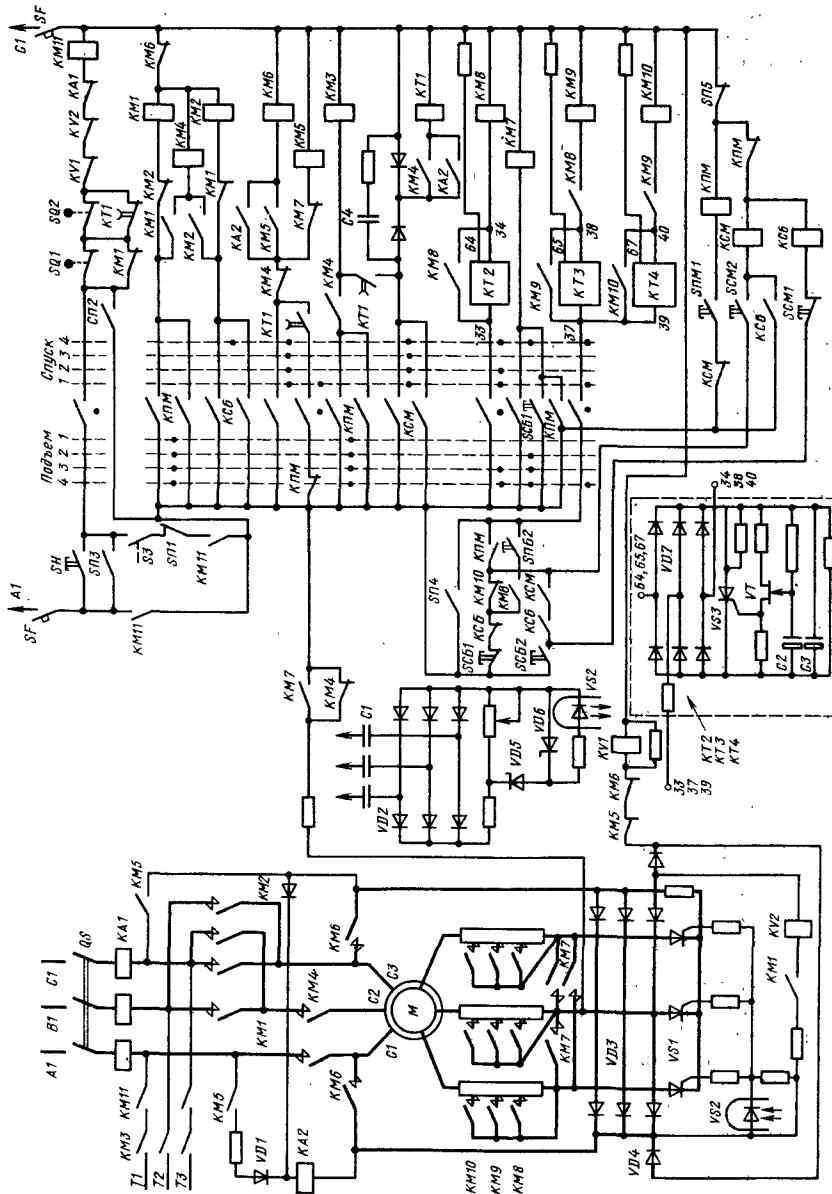


Рис. 15.8. Схема электропривода системы управления МКД-АДФ с магнитным контроллером типа ТСД

ше, а также от кнопочного поста. Кнопочный пост имеет пять кнопочных блоков, из которых четыре двухходовые, т. е. с двумя положениями кнопки. Кнопочный пост имеет также индивидуальный ключ  $S3$ .

Для работы от кнопочного поста  $S1$  переключателем постов в кабине устанавливается режим управления с пола, а ключом  $S3$  подготавливается работа с поста. При нажатии на посту кнопки  $S1$  включается контактор нулевой защиты  $KM11$ . При нажатии кнопки малой скорости спуска  $SCM$  с помощью вспомогательного контактора  $KCM$  создается механическая характеристика малой скорости спуска. При нажатии кнопки большой скорости спуска  $SCB$  с помощью вспомогательного контактора  $KCB$  двигатель разгоняется до выхода на механическую характеристику большой скорости спуска.

При переходе к малой скорости спуска происходит включение на динамическое торможение с самовозбуждением и последовательным уменьшением ступеней резисторов в цепи ротора.

Для реализации подъема с малой скоростью используется кнопка  $SCM$ , а для подъема с номинальной скоростью — кнопка  $S1B$ . При этом осуществляется пуск по всем ступеням.

Вспомогательные контакторы  $KПМ$ ,  $KСМ$  и  $KСВ$  устанавливаются на отдельной панели типа БКА. Поскольку при управлении от кнопочного поста реализуются необходимые скоростные параметры крана и производительность крана практически не снижается, такое управление может быть допущено для кранов группы режима 3К ... 6К, т. е. управление из кабины является обязательным только для кранов группы режима 7К ... 8К.

Электроприводы с импульсно-ключевыми коммутаторами в цепи ротора асинхронных фазовых электродвигателей. Рассмотренные электроприводы с контакторно-контроллерной аппаратурой управления благодаря простоте и невысокой стоимости занимают преобладающее место в промышленности. Однако повышение требований к крановым приводам массового применения ставит задачи значительного улучшения их технико-экономических показа-

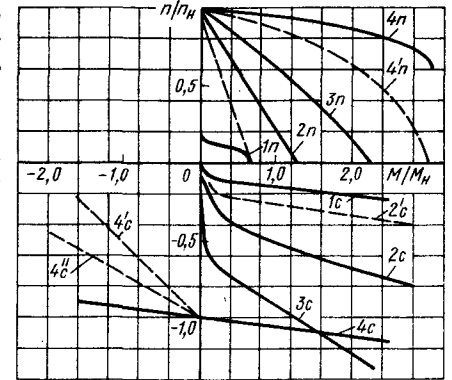


Рис. 15.9. Механические характеристики электропривода системы управления МКД-АДФ с магнитным контроллером типа ТСД

телей без существенного увеличения стоимости и усложнения эксплуатации. Основным направлением решения указанных задач является применение средств полупроводниковой техники в традиционных системах для повышения коммутационной устойчивости контактной аппаратуры и реализации более рациональных режимов регулирования и торможения. Простым примером такого решения являются электроприводы с динамическим торможением самовозбуждением, в которых применен неуправляемый вентильный мост.

Электроприводы систем управления КИ-АДФ и МКИ-АДФ с импульсно-ключевыми коммутаторами типа ИКР в цепи ротора фазных двигателей позволяют обеспечить наряду с повышением диапазона регулирования скоростей 1 : 10 бестоковую коммутацию контроллеров с доведением их коммутационной износоустойчивости до уровня механической износоустойчивости. Такие электроприводы внедрены на ряде кранов массового производства.

Принцип импульсно-ключевого управления заключается в коммутации силовой цепи ротора асинхронного двигателя тиристорным коммутатором, выполненным по мостовой или треугольной схеме. При этом включение тиристор коммутатора осуществляется по сигналу, пропорциональному ЭДС ро-



тора, при превышении скольжения двигателем заданного уровня, а отключение — в момент их естественной коммутации на частоте скольжения ротора. При импульсно-ключевом управлении автоматически реализуется режим включения-отключения электропривода с мягкими механическими характеристиками, осуществляемый оператором ранее для получения требуемой установочной скорости. Однако получаемый при этом диапазон регулирования в несколько раз превышает достигаемый в традиционных системах. При этом формирование пускотормозных характеристик не изменяется, и управление электроприводов во всех остальных режимах не отличается от обычных систем.

Электроприводы типа ИКР разработаны для механизмов подъема и механизмов передвижения в одно- и двухдвигательном исполнении. Для механизмов подъема на их основе выпускаются магнитные контроллеры типа КСДБ для кранов металлургического производства с мощностями двигателей 40 ... 200 кВт с бестоковой коммутацией. Для механизмов передвижения такие электроприводы выпускаются по упрощенной схеме, обеспечивающей только малые скорости для кранов облегченной конструкции с мощностями двигателей 1,7 ... 15 кВт. Разработаны также электроприводы с бестоковой коммутацией для краново-металлургических панелей, однако они еще не освоены промышленностью.

**Система МКБ-АДФ.** На рис. 15.10 приведена схема электропривода с контроллером типа КСДБ, в которой использованы тиристорный коммутатор в цепи ротора и контакторы с бездуговой коммутацией в цепи статора при совмещении традиционных методов регулирования с импульсно-ключевым управлением, что позволило построить высоконадежную крановую систему.

Механические характеристики этого электропривода даны на рис. 15.11. Электропривод типа ИКР в этой схеме используется для получения характеристики  $1n$  и для обеспечения бестоковой коммутации контакторов ускорения  $KM1V$  ...  $KM4V$  и динамического торможения  $KM1$  в цепи ротора. Характеристики  $2n$  ...  $4n$  и  $4c$  — обыч-

ные реостатные характеристики двигателя, а на характеристиках  $1c$  ...  $3c$  двигатель работает в режиме динамического торможения с самовозбуждением.

Бездуговая коммутация цепей статора достигается применением линейного контактора  $KMM$  с тиристорными блоками. При этом контакторы направления  $KM1B$  и  $KM2B$  отключаются с задержкой по отношению к контроллеру  $KMM$ , а при отключении контактов  $KMM$  ток переходит на шунтирующие их тиристоры, которые закрываются при переходе тока через ноль. Управление тиристорами осуществляет реле  $KH1$ .

Управление тиристорами моста  $UZ1$  электропривода типа ИКР в режиме бестоковой коммутации контакторов роторной цепи производится по цепи, состоящей из замыкающих контактов контакторов роторной цепи и контролирующих их реле  $KT1$ ,  $KT2$  и  $KT5$ . При этом отключение этих контакторов происходит после отключения тиристор моста. Питание цепи управления электроприводами ИКР производится от трансформатора  $T2$  и выпрямителя  $UZ4$ , а реле  $KT6$  выполняет контроль этой цепи. Для облегчения коммутации контактора  $KM1$  мост электропривода типа ИКР шунтируется силовым диодом.

Для обеспечения характеристики  $1n$  управление электроприводом типа ИКР производится от ЭДС ротора двигателя по цепи: выпрямитель  $UZ3$ , резисторы  $R2$ ,  $R3$ , стабилитрон  $VD$ , выполняющий роль ключевого элемента, резисторы  $P7$  ...  $P9$ , управляющие электроды тиристоров. Наличие указанной цепи обратной связи по ЭДС позволяет также исключить возможность аварийного режима — разрыва роторной цепи, возникновение которого возможно ввиду большого числа контактов в цепи управления тиристорами. При несрабатывании какого-либо контакта раскручивание вала двигателя приводит к включению стабилитрона и открытию моста электропривода ИКР.

Подпитка двигателя в режиме динамического торможения выполнена от трансформатора  $T1$  и моста  $UZ2$  и контролируется реле  $KH3$ . Помимо обычных видов защиты, в схеме имеет-

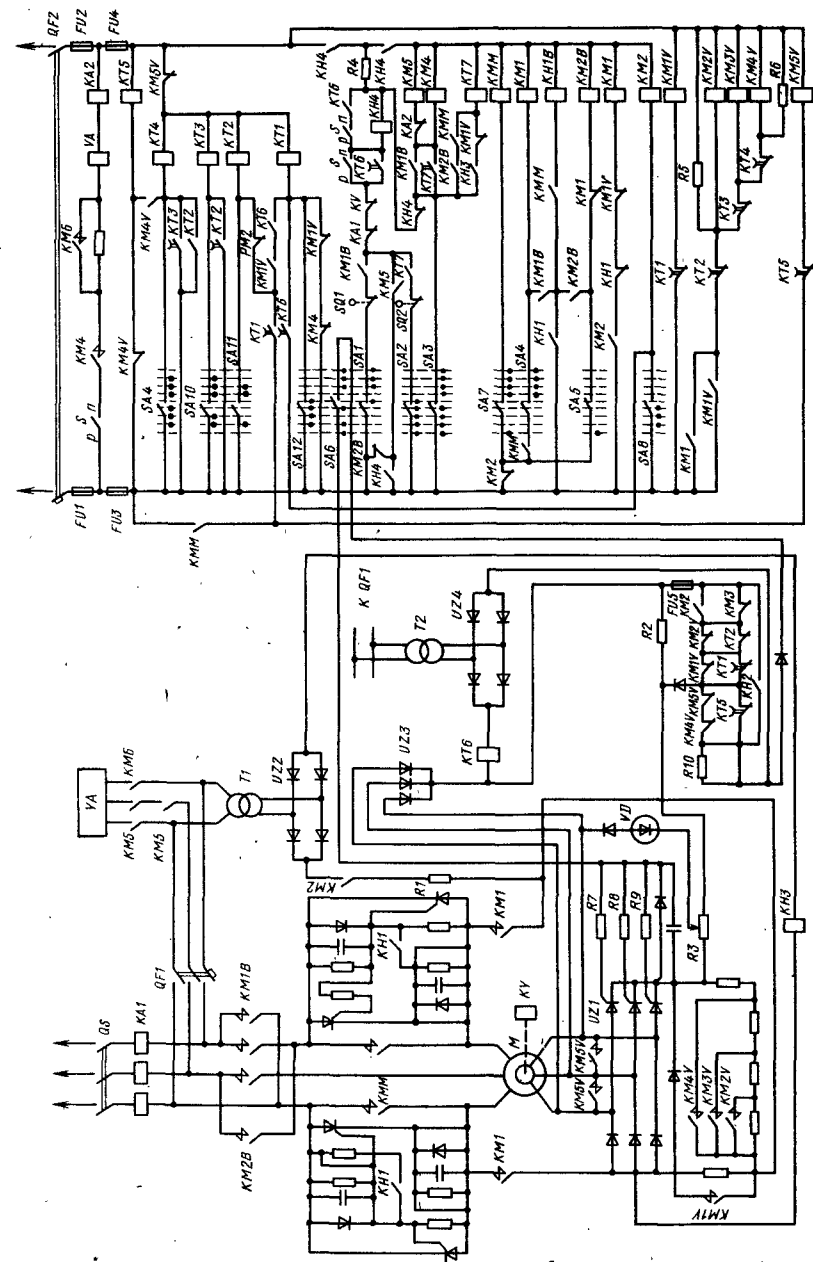


Рис. 15.10. Схема электропривода системы управления МКБ-АДФ с магнитным контроллером типа КСДБ

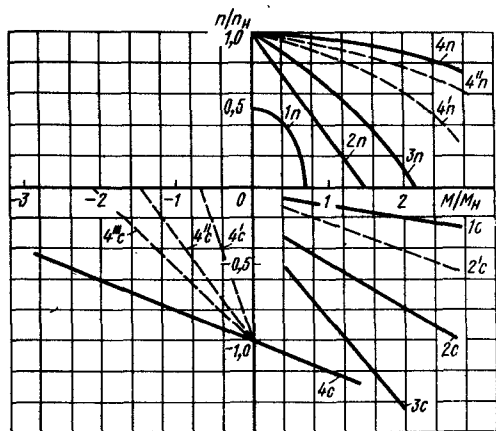


Рис. 15.11. Механические характеристики электропривода системы управления МКБ-АДФ с магнитным контроллером типа КСДБ

ся защита от превышения скорости, выполненная с помощью центробежного реле *KV*. В остальном работа контроллера КСДБ аналогична работе контроллера ТСД.

Система управления МКИ-АДФ для механизмов передвижения. Электроприводы с использованием импульсно-

ключевого управления выполняют по различным схемам в зависимости от предъявляемых требований.

На рис. 15.12 приведена схема двухдвигательного электропривода с управлением от силового кулачкового контроллера ККТ-62А для кранов группы режима 3К ... 5К. В этой схеме им-

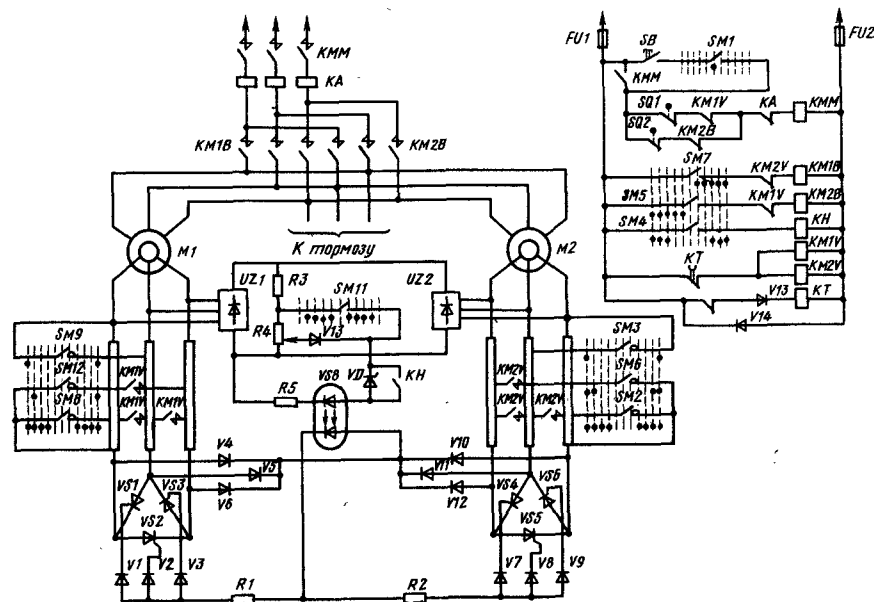
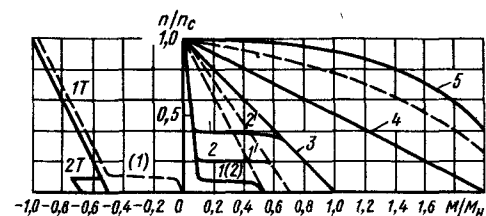


Рис. 15.12. Схема электропривода системы управления КИ-АДФ с кулачковым контроллером ККТ-61А

Рис. 15.13. Механические характеристики электроприводов:

— — — электропривод системы управления КИ-АДФ с кулачковым контроллером ККТ-61А;  
 - - - тормозная характеристика электропривода системы управления МКИ-АДФ с магнитным контроллером типа Б-6506



пульсно-ключевое управление используется для получения доводочных скоростей механизмов при диапазоне регулирования 1 : 10. Механические характеристики этого электропривода показаны на рис. 15.13. За исключением режима малых скоростей, схема аналогична схеме с обычным управлением от кулачкового контроллера. Контакты кулачкового контроллера выводят ступени резисторов в цепи ротора, а реверсирование двигателя осуществляется контакторами реверсора *KM1B* и *KM2B*. Импульсно-ключевые коммутаторы обоих двигателей выполнены по треугольным схемам на тиристорах *VS1 ... VS6*. В состав узла управления контактором входят измерительные мосты *UZ1, UZ2* двигателей, элемент с регулируемым порогом срабатывания, выполненный на стабилитроне *VD*, формирователь импульсов, выполненный на оптроне *VS8*, распределители импульсов на диодах *V1 ... V3* и *V7 ... V9* и сопротивлениях *R1, R2*, выпрямляющие диоды *V4 ... V6, V10 ... V12*, делитель напряжения на сопротивлении *R3* и потенциометре *R4*. Благодаря встречному включению выпрямителей на диодах *V4 ... V6, V10 ... V12* сигнал управления поступает на тиристоры коммутатора того двигателя, скольжение которого выше, а встречное включение мостов *UZ1, UZ2* обеспечивает и управление коммутатором по скольжению того же двигателя. Благодаря этому в определенной степени достигается выравнивание частот вращения и нагрузок двигателя. Для получения характеристики 2 часть резистора потенциометра *R4* шунтируется контактом контроллера *SM11*, и тем самым изменяется уставка скольжения двигателя. Контроллер обеспечивает пятипозиционное управление. При переводе рукоятки контроллера с любой

позиции в первую механизм тормозит на свободном выбеге. В нулевом положении накладывается механический тормоз, катушка электромагнита *YA* которого подключена к входным зажимам обмоток статора двигателей. При необходимости возможно осуществить торможение в режиме противовключения переводом рукоятки контроллера в первое положение противоположного направления. При быстром переводе рукоятки контроллера в крайнее положение схемой предусмотрен автоматический разгон по остаточной характеристике 2 благодаря задержке включения контакторов *KM1V, KM2V*, выполняемой с помощью реле времени *KT*. При этом элемент с регулируемым порогом срабатывания шунтируется контактом реле *KH*, и сигналы управления на тиристоры коммутатора подаются постоянно до того момента, при котором коммутатор будет шунтирован контакторами.

Защита привода, конечная и максимальная, вынесена на линейный контактор *KMM*. Контактры и реле расположены на общей панели управления краном.

Схема электропривода механизма передвижения с импульсно-ключевым управлением, разработанная для мостовых и козловых кранов общепромышленного назначения, показана на рис. 15.14.

В отличие от схемы электропривода, показанной на рис. 15.12, в этой схеме автоматизированы режимы пуска и торможения и улучшена плавность торможения благодаря обеспечению тормозной характеристики противовключения двигателя. Схема управления коммутатора аналогична схеме управления с кулачковым контроллером. Этот электропривод имеет коммутатор на тиристорах *VS1 ... VS2*, из-

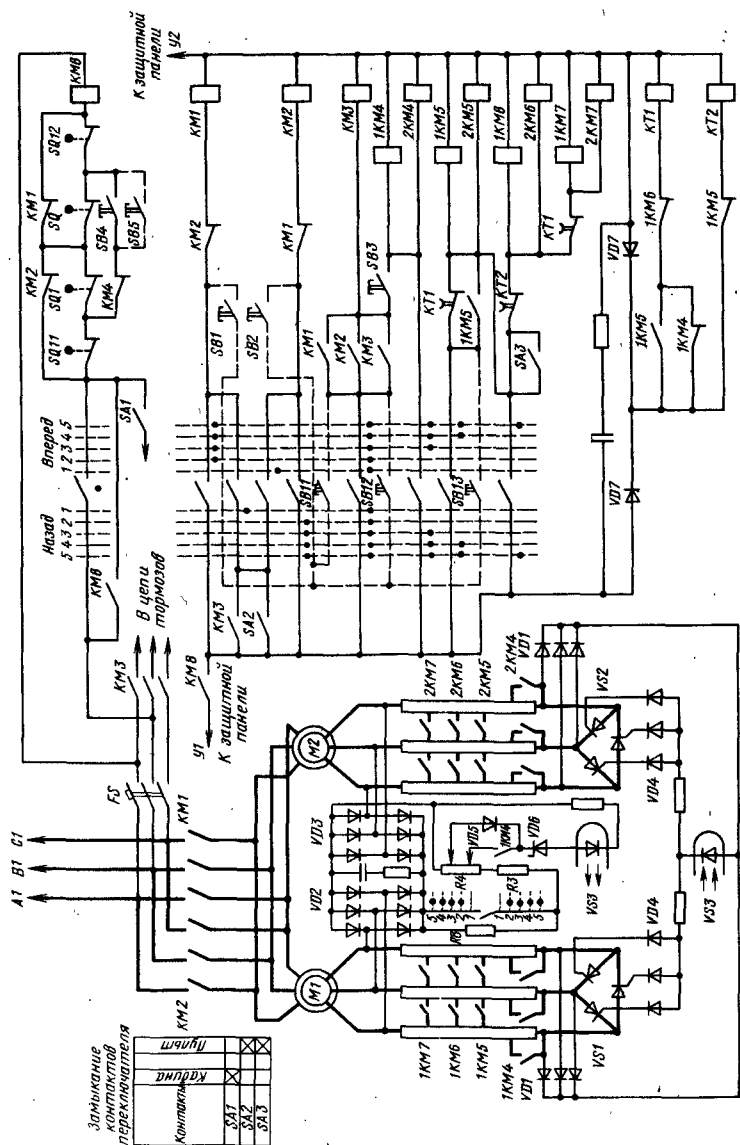


Рис. 15.14. Схема электропривода системы МКИ-АДФ с магнитным контроллером типа ТАИ (Б-6506) (штриховыми линиями показано подключение кнопочного поста управления с пола)

мерительные мосты  $VD2$ ,  $VD3$ , делитель напряжения на резисторе  $R3$  и потенциометре  $R4$ , элемент с регулируемым порогом срабатывания на стабилитроне  $VD6$ , формователь импульсов на оптроне  $VS3$ , распределитель импульсов на диодах  $VD4$ . Цепь статора подключается к сети контакторами  $KMM$ . Управление скоростью осуществляется контакторами ускорения  $1KM4 \dots 1KM7$ ;  $2KM \dots 2KM7$ . На второй и третьей позиции командоконтроллера электропривод работает в импульсно-ключевом режиме; причем для получения характеристики 3 включаются контакторы  $1KM4$ ,  $2KM4$ , выводящие часть сопротивления ротора и перестраивающие уставку скольжения изменением сопротивления потенциометра  $R4$ . На остальных позициях командоконтроллера осуществляется разгон двигателя по реостатным характеристикам 4, 5 при зашунтированном контакторами  $1KM5$ ,  $2KM5$  коммутаторе.

Автоматизация пускотормозных режимов выполняется с помощью реле времени  $KT1 \dots KT2$ . При возвращении рукоятки контроллера во второе — третье положения происходит свободный выбег. При переходе в первое положение (со 2—5-го положений) осуществляется торможение противключением и ограничение скорости тормозного режима величиной ок 10 % номинальной (механические характеристики рис. 15.13, показанные штриховыми линиями).

Поскольку рассматриваемая система обеспечивает глубокое регулирование скорости передвижения в двигательном и тормозном режимах, это положительное качество может быть использовано для сокращения зон, не обслуживаемых краном, и обеспечения кнопочного управления механизмами передвижения с пола.

Для сокращения зоны в пределах выбега крана после срабатывания конечной защиты устанавливаются дополнительно конечные выключатели  $SQ11$ ,  $SQ12$  на расстоянии 0,2 ... 0,4 м от упоров.

Основные конечные выключатели  $SQ1$  и  $SQ2$  отключают механизм передвижения на расстоянии расчетного выбега при большой скорости. После

этого на малой скорости при нажатой кнопке  $SB4$  ( $SB5$ ) кран может быть доведен до упора.

Наряду с управлением с помощью командоконтроллера из кабины может быть обеспечено кнопочное управление с пола. Для этого переключатель  $SA$  в кабине должен находиться в положении «пульт».

Контактами  $SB1$  ( $SB2$ ) кнопочного поста включаются двигатель привода передвижения, и кран движется на малой скорости, а контактор тормоза включается контактами  $SB11$  ( $SB12$ ) этого же поста. Для получения средней и большой скорости движения крана замыкаются контакты  $SB3$  и  $SB13$  кнопочного поста. При отпускании этой кнопки по нажатой кнопке  $SB1$  ( $SB2$ ) происходит свободный выбег крана.

## 15.5. ЭЛЕКТРОПРИВОДЫ КРАНОВ, УПРАВЛЯЕМЫХ С ПОЛА

**Общие сведения.** В машиностроении используется большое число мостовых кранов, работающих эпизодически либо с числом грузоподъемных циклов 6 ... 10 в час.

Все большее число мостовых кранов используется с управлением с пола. Краны, управляемые с пола, должны иметь определенные ограничения рабочих скоростей и, как правило, должны быть снабжены системами с гарантированным регулированием скорости для обеспечения достаточно точного вывода груза на место установки. В соответствии с Правилами Госгортехнадзора рабочие скорости передвижения мостовых кранов должны быть не более 0,83 м/с, скорости передвижения тележки — не более 0,52 м/с.

По условиям безопасности установки грузов краны без систем регулирования скорости должны иметь скорость подъема-опускания не выше 0,06 м/с. Однако при этом резко снижается производительность кранов. Поэтому предпочтительной является наибольшая скорость подъема-опускания 0,11 ... 0,15 м/с с регулированием скорости 1 : 4—1 : 6.

Краны, управляемые с пола, должны быть снабжены соответствующими площадками для осмотра и ремонта механизмов и электрооборудования. Систе-

ма защиты электрооборудования крана должна быть построена таким образом, чтобы кран в аварийных условиях мог быть доведен до ремонтной зоны при управлении с пола и при отсутствии в схеме крана коротких замыканий и замыканий на землю. На краях, управляемых с пола, автоматические выключатели не устанавливают.

Защита главных цепей осуществляется фидерным автоматом питания главных троллеев, а защита цепей управления — плавкими предохранителями (сила тока 15 А, напряжение 380 В) при сечении проводов цепей управления 2,5 мм<sup>2</sup>. Защита от перегрузок

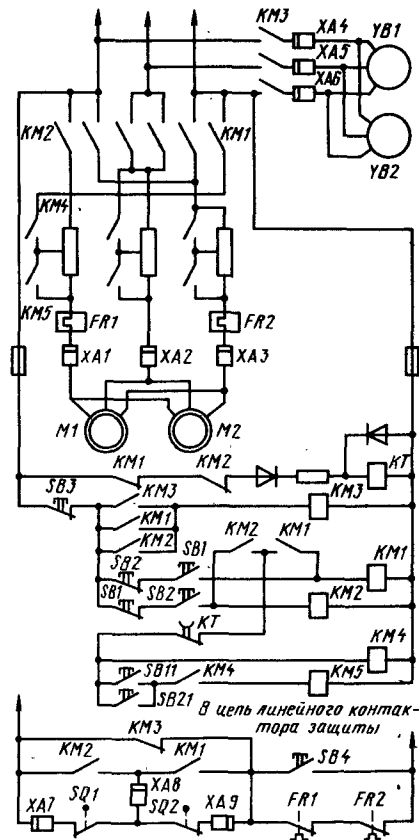


Рис. 15.15. Схема электропривода системы управления МК-АДК для управления с пола механизмом передвижения

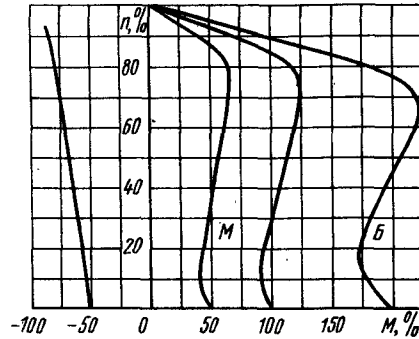


Рис. 15.16. Механические характеристики электропривода системы управления МК-АДК для управления с пола механизмом передвижения

электроприводов и механизмов осуществляется тепловым реле в главных цепях двигателей. Для возможности движения крана после срабатывания тепловой защиты контакты реле шунтируются кнопкой на пульте управления. На кране устанавливают сигнальные лампы наличия напряжения на входе, напряжения после линейного контактора защиты и сигнальную лампу срабатывания тепловой защиты.

Механизмы передвижения систем управления МК-АДК, МК-АДД. На рис. 15.15 показана схема электропривода механизма передвижения при управлении короткозамкнутым односкоростным двигателем. Эта схема предназначена для приводов тележек кранов грузоподъемностью 3 ... 20 т и приводов мостов кранов грузоподъемностью 2 ... 5 т. Обмотки статора короткозамкнутого двигателя получают питание от сети через две ступени резисторов.

Механические характеристики электропривода приведены на рис. 15.16.

Управление электроприводом осуществляется от подвесных кнопочных постов. В управлении участвуют две основные двухходовые кнопки SB1 и SB2, дающие команду на движение в двух направлениях и переход на положение без регулирующих резисторов кнопками SB11 и SB21. При включении двигателя через контакты кон-

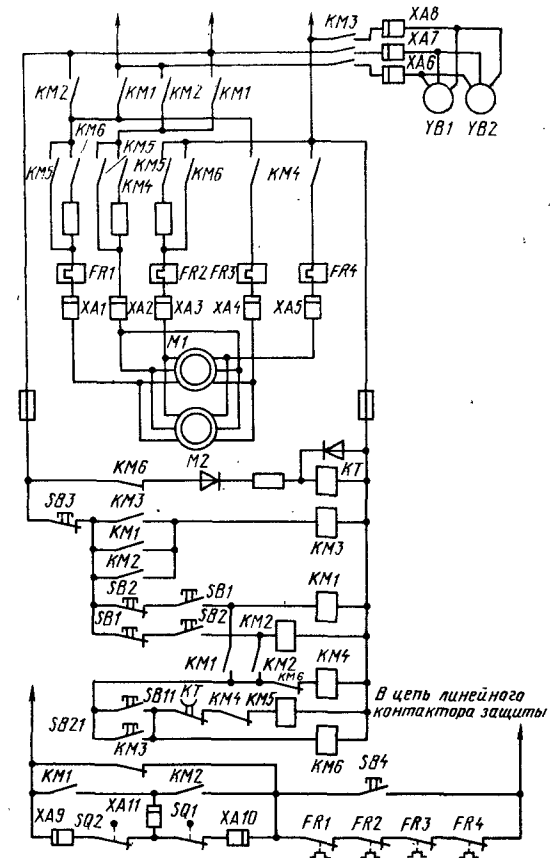


Рис. 15.17. Схема электропривода системы управления МК-АДД для управления электроприводом механизма передвижения крана с пола

троллеров KM1, KM2 подается питание на привод тормоза YB через контакты KM3. После отключения электродвигателя привод тормоза продолжает получать питание и механизм имеет свободный выбег. Для отключения тормоза используется кнопка SB3, общая для механизма тележки и моста. При срабатывании конечных выключателей SQ1, SQ2 происходит отключение линейного контактора защиты, и механический тормоз накладывается. Для обеспечения электрического торможения противовключением после свободного выбега используется реле времени KT с выдержкой времени 2 ... 3 с, задерживающее привод в положении с минимальным пусковым (тормозным) моментом.

На рис. 15.17 показана схема электропривода механизма передвижения крана и тележки с использованием двухскоростного короткозамкнутого электродвигателя. Электродвигатель с двумя отдельными обмотками с соотношением числа полюсов 2р-4/12 или 2р-4/16 или 2р-6/16.

Кнопками SB1 или SB2 включаются контакторы направления KM1, KM2, а также контактор малой скорости KM4. После подачи питания к тихходной обмотке двигателя через контактор KM3 получает питание привод тормоза YB. Для перехода на большую скорость двухходовыми кнопками замыкаются контакты SB11 (второе положение) и включается контактор KM6; обмотка большой скорости подклю-

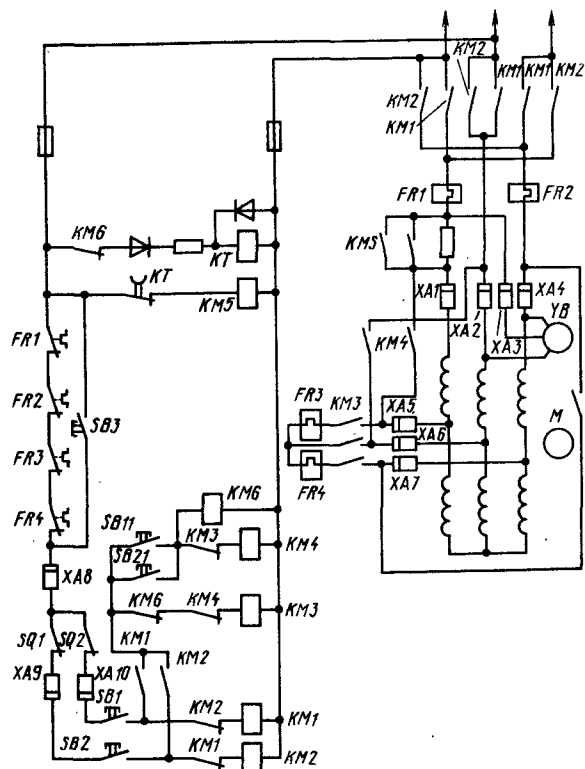


Рис. 15.18. Схема электропривода системы управления МК-АДД для управления механизмом передвижения с пола на открытом воздухе

чается к сети через резистор одновременно с тихоходной обмоткой. Затем тихоходная обмотка отключается. По истечении определенного времени (2 ... 5 с) реле *KT* включает контактор *KM5*, и двигатель выходит на естественную характеристику быстроходного режима.

При отключении двигателя от сети привод тормоза продолжает получать питание и имеет место свободный выбег. Электрическое торможение может быть осуществлено при переходе с большой скорости на малую. Для отключения тормоза достаточно нажать кнопку *SB3*. При срабатывании конечной защиты при размыкании линейного контактора защитной панели происходит отключение электродвигателя и наложение механического тормоза. Механизм тормозится с максимальной интенсивностью. Благодаря применению резисторов в цепи быстроходной обмотки осуществляется плавный разгон под

контролем реле времени *KT*, однако тормозной момент тихоходной обмотки не ограничивается, и в этом случае плавность торможения может быть достигнута несколькими импульсными включениями кнопки *SB1*, *SB2*.

На рис. 15.18 показана схема механизма передвижения с использованием двухскоростного двигателя без свободного выбега. Эта схема отличается от рассматриваемой последовательным включением тихоходной и быстроходной обмоток и некоторым ограничением тормозного момента при последовательном включении обмоток. Схема рекомендуется для кранов, эксплуатирующихся на открытом воздухе.

Механизм подъема системы управления МК-АДД. На рис. 15.19 представлена схема управления электроприводом механизма подъема с использованием двухскоростного короткозамкнутого электродвигателя с двумя независимыми обмотками с соотношением чис-

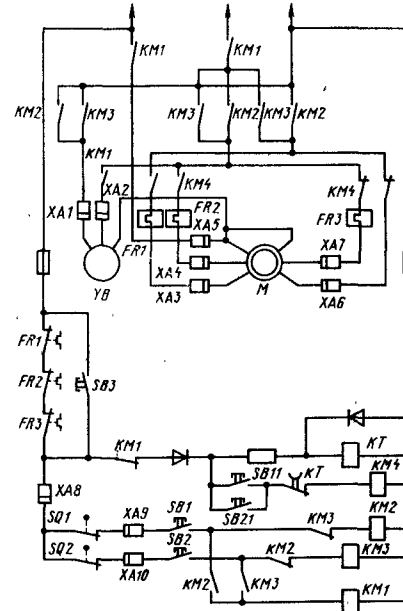


Рис. 15.19. Схема электропривода системы управления МК-АДД для управления механизмом подъема с пола

сел полюсов 4/24 и 6/16. Схема выполнена по принципу двойного разрыва двумя независимыми аппаратами главной цепи обмоток электродвигателя и цепей привода тормоза, что обеспечивает необходимую надежность привода подъема. Тихоходная обмотка электродвигателя получает питание через контакты линейного контактора *KM1* и контактора *KM4* после нажатия соответствующей кнопки *SB1*, *SB2* (первое положение). При нажатии кнопки *SB11* (*SB21*) получает питание катушка контактора *KM4*, происходит переключение с малой скорости на большую при минимальном перерыве питания. При этом не может быть положения, когда быстроходная и тихоходная обмотки отключены. Переход с тихоходной обмотки на быстроходную происходит под контролем реле времени *KT*. При срабатывании конечной защиты происходит двойное отключение обмоток двигателя и тормоза.

На рис. 15.20 показана схема электропривода механизма подъема с двумя короткозамкнутыми электродвигателями, соединенными между собой и с редуктором через планетарную передачу с передаточным числом 6 ... 8. Электродвигатель малой скорости включается на все время работы механизма. Электродвигатель большой скорости включается на время работы механизма при большой скорости. Электродвигатель малой скорости имеет встроенный тормоз. Электродвигатель большой скорости имеет отдельный тормоз с приводом от электрогидравлического толкателя. При нажатии кнопки направления *SB1* (*SB2*) получает питание катушка контактора *KM4* и *KM5* и включается электродвигатель малой скорости. Одновременно включается общий линейный контактор *KM1* электродвигателя большой и малой скорости. При нажатии кнопки *SB1* (*SB2*) до упора замыкаются контакты *SB11* (*SB21*), получает питание катушка контактора *KM6*, но после того, как истечет время

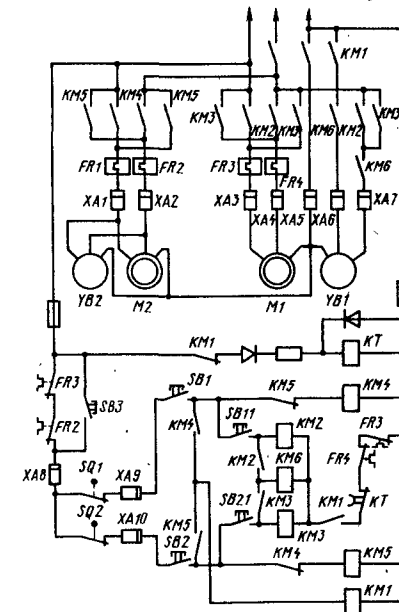


Рис. 15.20. Схема электропривода механизма подъема с двумя электродвигателями при управлении с пола

разгона на малой скорости под контролем реле *КТ*, включается двигатель большой скорости. При замедлении подъема или опускания груза после отключения двигателя большой скорости затормаживание до малой скорости осуществляется тормозом *УВ*. После срабатывания конечных выключателей *SQ1*, *SQ2* происходит отключение электропривода с двойным разрывом цепи двигателя и привода тормозов.

Описанные схемы электроприводов обеспечивают включение механизмов крана при управлении с пола только при постоянном нажатии на кнопку. При отключении любого вида защиты механизм останавливается независимо от состояния кнопочного аппарата управления. Схемы электроприводов (см. рис. 15.15—15.20) могут быть скомпонованы из стандартных магнитных пускателей типа ПМА, ПМЛ, реле РЭВ811 и блоков выпрямителей.

### 15.6. ЭЛЕКТРОПРИВОДЫ КРАНОВ С ТИРИСТОРНЫМИ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯМИ И РЕГУЛЯТОРАМИ

Электроприводы постоянного тока системы управления ТП-ДП. Тиристорные электроприводы постоянного тока применяются для крановых механизмов при необходимости обеспечения высококачественного регулирования при мощностях привода более 60 кВт. По регулировочным показателям система ТП-ДП близка системе Г-Д и обладает по сравнению с ней рядом преимуществ. Тиристорный электропривод практически вытеснил электроприводы по системе Г-Д на крановых механизмах. В настоящее время тиристорные электроприводы постоянного тока устанавливаются на мощных мостовых и литейных кранах, перегружателях, бетоноукладчиках, на высокопроизводительных башенных кранах для высотного строительства и на ряде других уникальных крановых комплексах. Мощность электроприводов таких комплексов может составлять 400 ... 600 кВт.

Рассматриваемые электроприводы, несмотря на некоторое различие в построении отдельных узлов автоматики и защиты, выполнены на основе общих

типовых схем с тиристорным преобразователем. К ним относятся схемы с реверсивными преобразователями серии АТРК и ТПЕ, с нереверсивными преобразователями серии АТК и контакторным реверсом.

Для электроприводов напряженных режимов и мощностью более 100 кВт следует применять схемы с реверсивными ТП. Для получения высоких регулировочных показателей в статике и динамике в электроприводах используют двухконтурные САР скорости.

Рассматриваемые электроприводы в зависимости от назначения и исполнения крановых механизмов могут быть одно- и многодвигательными. Электроприводы механизмов передвижения кранов обычно выполняют многодвигательными. Многодвигательные (обычно двухдвигательные) электроприводы для механизмов подъема применяют при большой мощности системы. При этом схемы одно- или многодвигательных электроприводов почти не отличаются друг от друга.

Схема электропривода с реверсивным преобразователем, применяемая для механизмов подъема кранов с двухзонным регулированием скорости, показана на рис. 15.21. В зоне до номинальной скорости регулирование осуществляется изменением напряжения преобразователя, а в верхней зоне — изменением силы тока возбуждения двигателя. По силовой цепи двигателя САР является двухконтурной однократно интегрируемой, с внутренним подчиненным контуром регулирования силы тока и внешним контуром, замкнутым по напряжению двигателя. САР по цепи возбуждения — одноконтурная, с подчиненным контуром регулирования тока возбуждения и регулированием потока в верхней зоне при подаче сигнала обратной связи по силе тока главной цепи.

Механические характеристики, обеспечиваемые рассматриваемым электроприводом, показаны на рис. 15.22. САР рассматриваемого электропривода обеспечивает качественное регулирование, являясь двухконтурной двукратно интегрируемой. Внешний контур в применяемой САР замкнут по ЭДС двигателя. САР возбуждения также выполнена двухконтурной с внутренним кон-

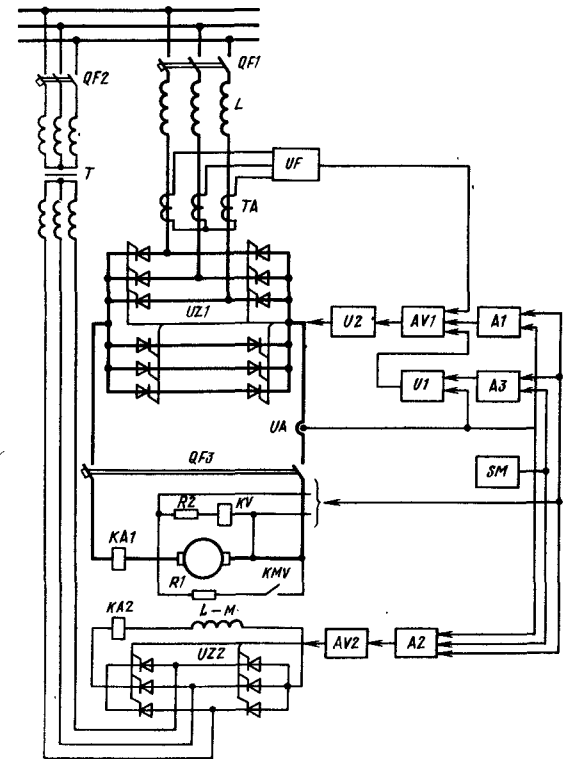


Рис. 15.21. Схема электропривода системы управления ТП-ДП постоянного тока с тиристорным преобразователем АТРК

туром регулирования тока возбуждения и внешним контуром регулирования ЭДС двигателя.

Схема управления преобразователем включает блоки *AV1*, *AV2* — системы импульсно-фазного управления силовым преобразователем *UZ1* и преобразователем возбуждения *UZ2*, блоки *A1* и *A2* — САР преобразователей *UZ1* и *UZ2*, логическое переключающее устройство *U1*, переключающие тиристорные мосты силового преобразователя по сигналу от датчика тока *UA* воздействием на систему фазоимпульсного управления *AV1* и блок переключения *U2*, блок токовой отсечки *UF*. Указанные блоки входят в преобразователь.

Связь силового преобразователя *UZ1* с сетью осуществляется посредством силового дросселя *L*, а преобразователь возбуждения получает питание через трансформатор *T*.

В электроприводе с реверсивным преобразователем функции регулирования потока выполняет САР возбуждения. В схеме рис. 15.21 цепь динамического торможения собирается только на нулевом положении командоконтроллера и при срабатывании любой защиты. Такой вариант включения динамического торможения требует высокого быстродействия системы и возможен только в электроприводах с реверсивными преобразователями. Электроприводы с реверсивными преобразователями могут быть применены для механизмов передвижения.

Электроприводы с тиристорными регуляторами напряжения (ТРН) в цепи статора системы управления ТРН-АДФ. Электроприводы с параметрическим регулированием скорости, выполняемым посредством тиристорных регуляторов в цепи статора асинхронных двигателей, применяют для механизмов,

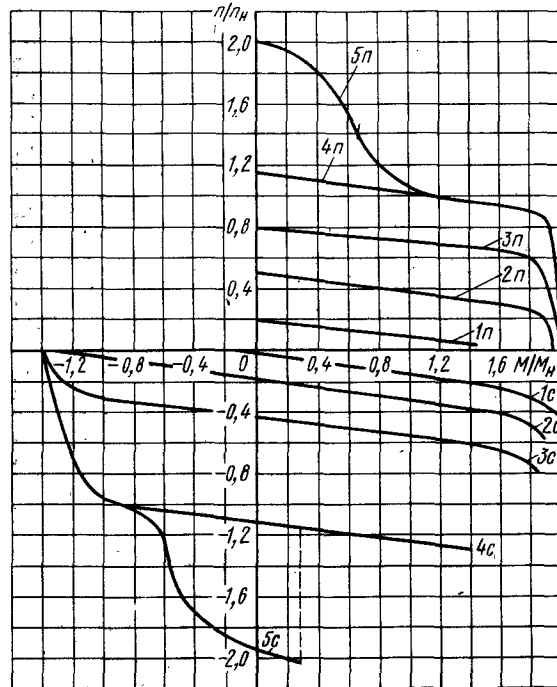


Рис. 15.22. Механические характеристики электропривода системы ТП-ДП постоянного тока с тиристорным преобразователем

к которым предъявляют высокие требования относительно диапазона или плавности регулирования скорости. В связи с выделением потерь скольжения эти электроприводы выполняют в основном с применением двигателей с фазным ротором при однозонном регулировании скорости в диапазоне 1 : 8. Регуляторы в цепи статора короткозамкнутых двигателей используют редко и только для формирования пусковых режимов. Такие электроприводы имеют простые схемы управления и здесь не рассматриваются.

Рассмотрим выпускаемые промышленностью электроприводы с тиристорными регуляторами напряжения типа РСТ в цепи статора асинхронных двигателей. Эти электроприводы обеспечивают высокий диапазон (1 : 10) регулирования скорости. Электроприводы с регуляторами напряжения позволяют формировать механические характеристики во всех четырех квадрантах регулирования со снижением потерь холостого хода машин, однако требуют

установки тахометрического датчика скорости и имеют ухудшенные по сравнению с обычным реостатным регулированием энергетические показатели. Это связано не только с тем, что регулирование момента, осуществляемое снижением потока, приводит к увеличению потерь в меди обмоток, но и необходимостью применения для формирования тормозных характеристик нерационального режима противовключения, ухудшением  $\cos \phi$  системы, а также наличием высших гармонических колебаний на кривой напряжения двигателя. Указанное особенно отчетливо проявляется в различных схемах с регуляторами напряжения, выполненными по несимметричным схемам. Поэтому такие схемы, несмотря на простоту, не получили широкого применения для крановых электроприводов.

Электроприводы с ТРН применяют для механизмов подъема и механизмов передвижения. Принцип построения схем этих электроприводов одинаков,

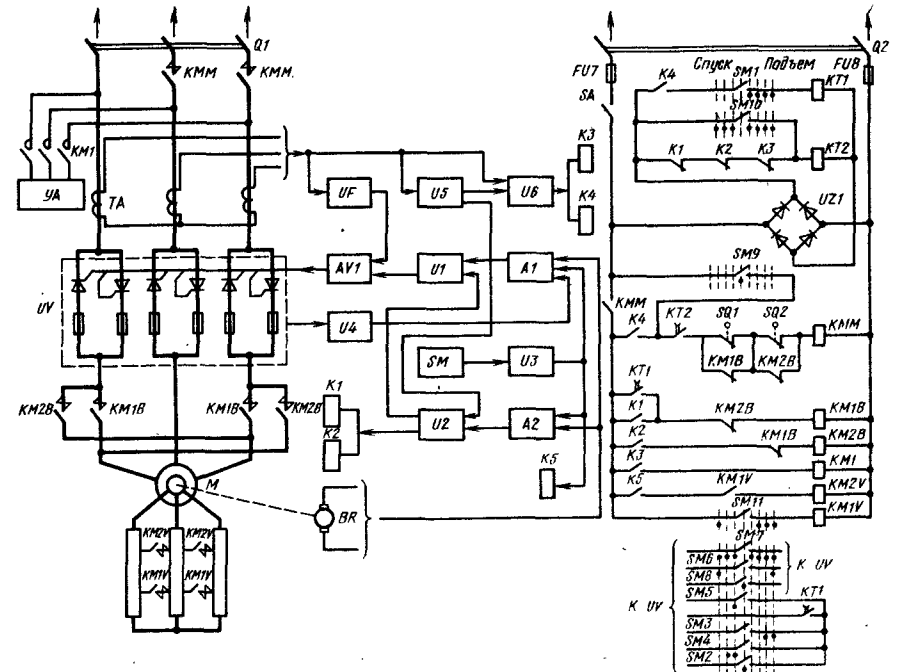


Рис. 15.23. Схема электропривода управления ТРН-АДФ с тиристорным регулятором напряжения типа РСТ

отличия имеются только в выполнении отдельных узлов в цепях управления. Типовая схема электропривода механизма подъема с ТРН типа РСТ приведена на рис. 15.23. Механические ха-

рактеристики электропривода с ТРН отдельные узлы в цепях управления. Пунктирные линии относятся к механизму передвижения. В ТРН входят следующие блоки: AV1 — система фазоимпульсно-

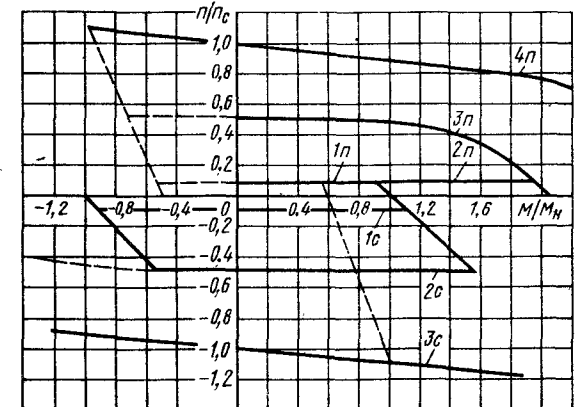


Рис. 15.24. Механические характеристики электропривода с тиристорным регулятором напряжения РСТ



го управления; *A1* — система автоматического регулирования; *U1* — блок переключения системы фазоимпульсного управления; *U2* — блок логики; *U3* — блок задания скорости; *U4* — датчик напряжения; *U5* — датчик нуля тока; *U6* — блок слежения за током; *UF* — блок токовой отсечки; *A2* — система управления блоком логики; *K1* ... *K5* — реле управления. Тривольный регулятор напряжения и реле-контакторная аппаратура встроены в единую панель управления электроприводом. Система автоматического регулирования электропривода является двухконтурной однократно интегрируемой системой с внутренним контуром регулирования напряжения преобразователя и внешним контуром регулирования скорости. Обратная связь по току осуществляется с помощью тахогенератора *BR*.

Управление электроприводом производится командоконтроллером *SM* с контактами *SM1* ... *SM12*, имеющим четыре положения на подъем и три на опускание груза. Для механизмов передвижения применена симметричная схема с четырьмя положениями командоконтроллера в каждом направлении движения. Сигналы управления от *SM* поступают на блок *U3*, после чего их сравнивают с сигналами от тахогенератора *BR* на входе *A1* (системы импульсно-фазного управления). На вход системы *A1* поступает также от датчика напряжения *U4* сигнал обратной связи по напряжению преобразователя. Наличие обратной связи по скорости, обеспечивающей жесткие механические характеристики, предусмотрено на всех позициях командоконтроллера, за исключением последних, на которых двигатель работает на обычных характеристиках с малым невыключаемым сопротивлением.

Реверсирование двигателя производится контакторами направления *KM1B* и *KM2B*, включаемыми реле *K1* и *K2* в зависимости от состояния логического устройства *U2*. Переключения контакторов направления связаны с изменением режима работы, поскольку в тормозных режимах двигатель работает на характеристиках противовключения. Контакты переключаются при отсутствии тока в главной цепи под

контролем блока *U6*. При этом контактор *KM1B* включен в I и IV квадрантах механических характеристик, а *KM2B* — во II и III квадрантах. Для снижения потерь в двигателе предусмотрены две ступени резисторов, выключаемые контакторами *KM1V*, *KM2V*, и одна невыключаемая. Контакт *KM1V* включается на позициях *1n*, *1c* и *2c* непосредственно командоконтроллером, а контактор *KM2V* на остальных позициях через реле *K5*, управляемое блоком *U3*. Ограничение динамических моментов в приводе в пускотормозных режимах достигается посредством блока токовой отсечки *UF*, сигнал с которого поступает на *AV1*.

Управление контактором *KM* тормозного электромагнита *YA* производится реле *K3* под контролем блока *U6*. При этом контактор тормоза включается при наличии тока во всех трех фазах двигателя и отключается на рабочих положениях с выдержкой времени, достаточной для переключения контакторов реверсора, при исчезновении тока хотя бы в одной из фаз. Схема предусматривает электрическое торможение при переводе командоконтроллера на снижение скорости или в нулевое положение. Торможение происходит на характеристике противовключения с полностью введенным сопротивлением в роторе. Тормоз накладывается на нулевом положении командоконтроллера по истечении выдержки времени реле *K3*. Для механизмов подъема электрическое торможение в режиме подъема можно не осуществлять. Для его исключения шунтируется реле *K1* реле времени *KT1*, и торможение осуществляется только под действием массы груза. Достоинством такой схемы является уменьшение числа переключений контакторов направления, недостатком — увеличение времени торможения легких грузов. Электропривод имеет необходимые виды защиты: нулевую, максимально-токовую и конечную, а также защиту тиристоров от перенапряжений и токов короткого замыкания. Максимально-токовая защита выполняется с помощью блока *U6*, воздействующего на реле *K4* и через него на линейный контактор *KMM*, на который одновременно выносятся

и нулевая защита. Срабатывание максимальной защиты вызывает не только отключение линейного контактора, но и снятие импульсов управления тиристорами. Конечная защита выполняется выключателями *SQ1*, *SQ2*. В схеме также предусмотрен контроль правильной работы реле *K1* ... *K3*, осуществляемый с помощью реле време-

ни *KT2*. Это реле включается на всех рабочих положениях командоконтроллера, и при несправности выходных контактов реле *K1* ... *K3* реле *KT2* отключает линейный контактор. При построении многодвигательных электроприводов механизмов передвижения принципы построения схемы не изменяются.



16.1. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ В КРАНОВОМ ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ

Электрические двигатели характеризуются номинальными параметрами: подводимой к ним электрической энергии и механической энергии, отдаваемой рабочему механизму. Номинальный режим работы электродвигателей, используемых для кранов, должен соответствовать одному из следующих стандартных режимов: 1) продолжительному S1; 2) кратковременному S2 с длительностью работы при неизменной номинальной нагрузке в течение 10, 30, 60 и 90 мин; 3) повторно-кратковременному S3 при ПВ = 15, 25, 40 и 60 % при продолжительности цикла 10 мин.

Допустимые превышения температуры (°C) частей электрических машин приведены в табл. 16.1.

Изоляцию электрических машин относительно корпуса и между обмотками рассчитывают на испытательное напряжение (2U + 1000) В, но не менее чем на 1500 В; это напряжение обмоток крановых двигателей постоянного тока 1880 В, а обмоток статора крановых двигателей переменного тока 1760 В. Для обмоток фазного ротора асинхронных двигателей испытательное напря-

жение составляет 1000 + 4U<sub>p</sub> (здесь U<sub>p</sub> — напряжение между кольцами заторможенного ротора). Основное исполнение электродвигателей, используемых в крановом электроприводе, 1Р44.

В крановых двигателях переменного тока за номинальный режим принят режим при ПВ = 40 %, а в двигателях постоянного тока за номинальный режим принят режим 60 мин (наряду с режимом ПВ = 40 %). Основные исполнения электрических машин по способу монтажа приведены в табл. 16.2.

Допустимые высоты оси вращения, отверстий и их расположение в лапах для крепления электрических машин, выступающий конец вала, сопрягаемые размеры крепительного фланца, отверстий и их расположения на крепительном фланце регламентирует ГОСТ 8592—79 для нормальной точности исполнения.

Вал двигателя рассчитан на передачу максимального момента (при более тяжелых условиях) зубчатой шестерне на конце вала.

Минимальный диаметр D<sub>z</sub> (мм) делительной окружности шестерни в зависимости от диаметра d<sub>1</sub> конца вала следующий:

d <sub>1</sub> . . . . .	28	32	36	40	50	70	80	90	100	120	140
D <sub>z</sub> . . . . .	75	80	90	95	115	145	165	180	200	240	290

Для шестерни с углом зацепления α<sub>s</sub> = 20° сила, действующая на зуб,

$$N_{max} = 2M_{max}/D_z \cos \alpha_s = 2,12M_{max}/D_z,$$

где M<sub>max</sub> — наибольший вращающий момент, развиваемый двигателем.

Вал должен быть проверен на прогиб, обусловленный силой тяжести ро-

тора, силой N<sub>max</sub> и силой одностороннего магнитного притяжения.

Для эластичной втулочно-кольцевой муфты радиальное усилие на конец вала

$$N_{max} = 0,6M_{max}/D_{II},$$

где D<sub>II</sub> — средний диаметр расположения втулок (пальцев) муфты.

Подшипники крановых двигателей имеют расчетную долговечность не ме-

16.1. Допустимые превышения температуры (°C) частей электрических машин по сравнению с температурой окружающей среды (+40 °C)

Элемент машины	ГОСТ	Класс нагревостойкости изоляции			
		Е	В	Ф	Н
Обмотка якоря	183—74	75	80	100	125
	184—71	—	—	—	120
Обмотка возбуждения машин постоянного тока, компенсационные обмотки	183—74	75	80	100	125
	184—71	—	—	—	120
Обмотки машин переменного тока	183—74	75	80	100	125
	—	—	—	105	120
Стержневая обмотка ротора асинхронных машин	183—74	80	90	110	135
	—	—	—	—	—
Сердечники и другие стальные части, элементы, соприкасающиеся с изолированными обмотками	183—74	75	80	90	100
	—	—	—	—	—
Коллекторы и контактные кольца	183—74	70	80	90	100
	184—71	—	—	—	110
	—	—	—	95	105

нее 10 000 ч. Шариковые подшипники легкой и средней серни применяют для диаметров вала 60 ... 70 мм, а при больших диаметрах вала используют роликовые подшипники средней узкой серни с одним бортиком на внутреннем кольце. Подшипники имеют нормальный класс точности с повышенным радиальным зазором, что особенно важно для двигателей, работающих в условиях вибрации, ударов и при значительных перепадах температур (15 ... 20 °C) между внутренним и наружным кольцами.

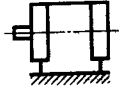
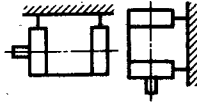
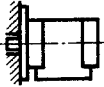
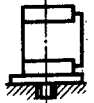
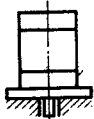
В табл. 16.3 приведены типы подшипников для крановых двигателей. В подшипниковых узлах использована унифицированная система с двумя одинаковыми незафиксированными в осевом направлении подшипниками. При этом ротор в зависимости от длины l<sub>30</sub> двигателя имеет осевой разбег: 0,6 ...

2,4 мм при l<sub>30</sub> < 950 мм; 1,2 ... 2,5 мм при l<sub>30</sub> = 950 ... 1400 мм; 1,5 ... 2 мм при l<sub>30</sub> > 1400 мм.

Угол наклона двигателей относительно продольной оси при работе не ограничен, необходимо обратить лишь внимание на возможность слива конденсата из внутренних полостей двигателей. Для двигателей с двумя роликовыми подшипниками угол наклона относительно продольной оси составляет 15°. Этот угол допускается только для кратковременных и повторно-кратковременных режимов работы. Угол наклона до 30° допускается как исключение при кратковременной работе с общим числом часов работы за срок службы не более 50.

Для смазывания подшипников крановых двигателей предпочтительной является смазка ВНИИПИ-220 с присад-

## 16.2. Основные исполнения электрических машин по способу монтажа

Исполнение (ГОСТ 2479—79)	Обозначение зарубежных машин	Особенности монтажа	Обозначение серий электрических машин	Машины
1М 1001 (М 101)	В3	На лапах для крепления к полу; ось вращения — горизонтальная	Все серии	
1М 1011 1М 1071	—	На лапах для крепления к любой плоскости	4А	
1М 2001 (М 201)	В3/В5	На большом фланце к вертикальной стенке или на лапах к полу; ось вращения — горизонтальная	Все серии	
1М 2011 (М 202)	В5/В1	На большом фланце или на лапах к вертикальной стенке; ось вала — вертикальная; конец вала вниз	Д; МТ; 4МТ	
1М 3011 (М 302)	В1	На большом фланце к полу; ось вращения — вертикальная; фланец и конец вала вниз	Д; 4А	

Примечание. В скобках приведены старые обозначения электрических машин.

## 16.3. Подшипники крановых электродвигателей

Двигатель	Подшипник		Двигатель	Подшипник
	Горизонтальное исполнение	Вертикальное исполнение		
Д12	60307	60307	МТФ 011, МТФ 012	60206
Д21, Д22	60309	60309	МТФ (Н) 111, МТФ (Н) 112	60208
Д31, Д32	312	312	МТФ (Н) 211	70-60309К
Д41, Д806	42 314	314 42 314	МТФ (Н) 311, МТФ (Н) 312	60311
Д808	20-42317Л1	70-417 70-32317	МТФ (Н) 411, МТФ (Н) 412	60314
Д810	20-42320М	—	МТН 511, МТН 512	20-42616
Д812	20-42322ЛМ	70-322 20-32322 8226	МТН 611, МТН 612, МТН 613	20-42620
Д814	20-42324М	—	МТН 711, МТН 712, МТН 713	20-42326М
Д816	20-42326М	70-326 20-32326 8230	4МТ 112	70-60208
Д818	20-42328Л1	—	4МТ 132	70-60309
			4МТ 160	70-60311
			4МТ 200	70-60314
			4МТ 225	20-42316
			4МТ 280	20-42320М
			4МТ 355	20-42326М

кой дисульфата молибдена, снижающего износ подшипников в режимах реверсов.

## 16.2. КРАНОВЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА

Связь электрических и механических параметров в электрических машинах постоянного тока описывается выражениями

$$E = C_E \Phi n; \quad (16.1)$$

$$M = C_M \Phi I_a; \quad (16.2)$$

где  $n$  — частота вращения вала электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $E$  — ЭДС якоря

двигателя, В;  $I_a$  — сила тока якоря, А;  $\Phi$  — магнитный поток главных полюсов, Вб;  $M$  — электромагнитный момент на валу двигателя, Н·м;  $C_E$  — электрическая постоянная;  $C_M = \frac{60}{2\pi} C_E = \frac{60}{2\pi} \frac{pN}{2\pi a} = \frac{60}{2\pi} \frac{pN}{2\pi a} = \frac{60}{2\pi} \frac{pN}{2\pi a}$  (здесь  $N$  — число активных проводников якоря;  $p$  — число пар полюсов;  $a$  — число параллельных витков обмотки якоря).

Мощность на валу двигателя (кВт), выраженная через механические параметры,

$$P_2 = M n / 9550.$$

Мощность двигателя, выраженная через электрические параметры,

$$P_2 = U I_a \eta 10^{-3},$$

### 16.4. Кратность максимального момента ( $M_{\max}/M_N$ ) и перегрузка силы тока двигателей серии Д

Возбуждение	$M_{\max}/M_N$ при часовом режиме				Отношение силы тока перегрузки при испытании к номинальной силе, соответствующей часовой мощности, при номинальном напряжении	
	при номинальном напряжении, В		при трогании с места двигателей в номинальном напряжении, В			
	220	440	220	440	220	440
Последовательное	4,0	3,2	5,0	4,0	3,2	2,55
Смешанное	3,5	2,8	4,2	3,4	3,0	2,40
Параллельное со стабилизирующей обмоткой	3,0	2,4	3,5	2,8	3,0	2,40
Параллельное	2,7	2,15	3,0	2,4	2,8	2,25

где  $U$  — напряжение на зажимах двигателя, В;  $\eta$  — КПД двигателя;  $M = 9,55 U I_n \eta / n$ .

Магнитный поток  $\Phi$  создает МДС обмоток главных полюсов. С учетом выражений (16.1) и (16.2) механическая характеристика электродвигателя

$$n = \frac{60}{pN} \left( \frac{U}{\Phi} - \frac{2p\alpha}{rN} \frac{r_n}{\Phi^2} M \right),$$

где  $r_n$  — сопротивление цепи якоря двигателя, Ом.

Из этой формулы следует, что частота вращения вала электродвигателя зависит от подведенного напряжения  $U$ , магнитного потока  $\Phi$  и момента  $M$  на валу двигателя.

Полезный магнитный поток двигателя даже при постоянной МДС полюсов несколько изменяется в зависимости от силы тока якоря, особенно при большой силе тока. Это явление, называемое размагничивающим действием реакции якоря, уменьшает магнитный поток главных полюсов. Поэтому при расчете механических характеристик необходимо использовать не характеристику намагничивания машины, а нагрузочные характеристики, которые построены для зависимости  $\Phi =$

$= f(MДС)$  при различных значениях силы тока якоря. Мощность электрической машины постоянного тока, выраженная через геометрические размеры,

$$P_2 = \frac{\pi \alpha_i}{60} D_n^2 l_n n A B_\delta 10^{-3},$$

где  $D_n$  — диаметр якоря, см;  $l$  — эффективная длина пакета якоря, см;  $A$  — линейная нагрузка, А/см;  $B_\delta$  — индукция в воздушном зазоре, Т;  $\alpha_i$  — коэффициент расчетной полусной дуги двигателя;  $\alpha_i = 0,6 \div 0,68$ .

Для крайних электродвигателей оптимальное отношение  $l_n/D_n = 0,85 \div 1,15$ . Линейная нагрузка якоря в зависимости от режимов работы  $A = 260 \div 370$  А/см.

Рекомендуемые значения индукций при конструировании электродвигателей в воздушном зазоре  $B_\delta = 0,6 \div 0,8$  Т; в зубцах якоря  $B_{z,1/3} = 1,7 \div 2,0$  Т.

Двигатели серии Д исполнений 12 ... 32 при номинальном напряжении в течение 30 с и двигателя исполнений 41, 806 ... 818 в течение 60 с должны выдерживать перегрузку силы тока, указанную в табл. 16.4.

Электродвигатели серии Д выполнены с использованием якорей десяти различных диаметров и имеют 13 исполнений по основным параметрам, причем электродвигатели трех исполнений имеют две различные длины. Двигатели серии Д предназначены для грузоподъемных машин, в том числе металлургических. Для механизмов с большим числом включений (до 1000 в час) группы режима 6М для повышения динамических показателей привода и уменьшения расхода энергии для разгона якоря используют тихоходные двигатели с относительно невысокой номинальной частотой вращения. Для механизмов с числом включений 120 ... 240 в час группы режима 4М ... 5М предусмотрены быстроходные двигате-

ли Д21 ... Д808, частота вращения которых на 30 ... 50 % превышает частоту вращения двигателей первого типа. Двигатели характеризуются повышенной кратностью пусковых и максимальных моментов. Номинальное напряжение 220 и 440 В. Вид возбуждения — последовательный, параллельный, параллельный со стабилизирующей последовательной обмоткой и смешанный.

По способу монтажа двигатели серии Д имеют основное исполнение 1М 1001 с двумя свободными концами вала. Кроме того, двигатели Д12 ... Д32 имеют исполнение 1М 2011, а двигатели Д12 ... Д808 — исполнение 1М 2001. Вертикальное исполнение 1М 3011 имеют двигатели всех габари-

### 16.5. Характеристика электродвигателей серии Д при номинальном режиме 60 мин

Двигатель	Номинальная мощность, кВт		Максимально допустимая частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Последовательное возбуждение				Параллельное возбуждение			
	Напряжение, В			Сила тока, А		Частота вращения, мин <sup>-1</sup>		Сила тока, А		Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	
	Напряжение, В			Напряжение, В		Напряжение, В		Напряжение, В		Напряжение, В	
	220	440		220	440	220	440	220	440	220	440

#### Тихоходные двигатели

Д12	2,5	—	3600	16	—	1100	—	15	—	1180	—
Д21	4,5	4,0	3600	28	13	900	1050	26	12	1030	1220
Д22	6,0	—	3600	37	—	850	—	33	—	1100	—
Д31	8,0	6,7	3600	47	20	800	800	44	19	840	875
Д32	12,0	—	3300	69	—	675	—	65	—	770	—
Д41	16,0	15,0	3000	89	43	650	660	86	40	690	710
Д806	22	—	2600	120	—	575	—	116	—	650	—
Д808	37	37	2300	200	100	525	525	192	96	575	575
Д810	85	55	2200	204	145	500	510	282	141	550	560
Д812	75	75	1900	390	180	475	500	380	176	515	520
Д814	110	110	1700	565	280	460	460	550	273	500	500
Д816	150	150	1600	765	380	450	460	745	370	480	490
Д818	185	185	1500	935	467	410	410	920	460	450	450

#### Быстроходные двигатели

Д21	5,5	—	3600	33	—	1200	—	31	—	1440	—
Д22	8,0	7,0	3600	46	21	1200	1180	44	20	1510	1460
Д31	12,0	—	3600	68	—	1100	—	64	—	1360	—
Д32	18,0	17,0	3300	98	47	960	970	94	45	1190	1190
Д41	24	—	3000	130	—	970	—	124	—	1100	—
Д806	32	32	2600	170	85	900	900	165	82	1000	1000
Д808	47	—	2300	248	—	720	—	238	—	800	—

## 16.6. Характеристика электродвигателей серии Д при ПВ = 40 %

Двигатель	Мощность при ПВ=40 %, кВт		Последовательное возбуждение				Параллельное возбуждение			
			Сила тока, А		Частота вращения, мин <sup>-1</sup>		Сила тока, А		Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	
	Напряжение, В		Напряжение, В		Напряжение, В		Напряжение, В		Напряжение, В	
	220	440	220	440	220	440	220	440	220	440

## Тихоходные двигатели

Д12	2,4	—	15	—	1150	—	14	—	1230	—
Д21	3,6	3,1	22	10	1040	1230	21	10	1080	1300
Д22	4,8	—	28	—	970	—	26	—	1150	—
Д31	6,8	5,2	39	16	900	900	37	15	880	910
Д32	9,5	—	53	—	760	—	57	—	800	—
Д41	13	12,5	21	35	730	760	20	34	720	720
Д806	17	—	92	—	640	—	84	—	710	—
Д808	24	24	125	63	615	615	112	56	630	630
Д810	35	35	182	91	610	610	148	74	600	600
Д812	47	45	242	115	560	590	192	92	565	575
Д814	70	66	356	168	550	565	280	138	560	560
Д816	85	85	430	215	540	540	350	175	535	540
Д818	106	100	530	250	500	515	415	205	470	470

## Быстроходные двигатели

Д21	4,4	—	26	—	1340	—	25	—	1500	—
Д22	6,5	5,6	37	17	1300	1300	34	16	1570	1550
Д31	9,5	—	53	—	1190	—	51	—	1420	—
Д32	13,5	12,6	72	34	1100	1200	68	32	1240	1240
Д41	18,0	—	96	—	1060	—	91	—	1160	—
Д806	23	23	120	60	1010	110	110	55	1060	1060
Д808	30	—	155	—	850	—	134	—	825	—

тов. При этом в их обозначении вводится буква «В» (например, двигатель ДВ-812). Степень защиты основных крановых исполнений — IP33 с кожухом IP10 для механической защиты выводных зажимов.

Станины двигателей исполнений до 808 включительно — неразъемные. Станины двигателей Д810 ... Д818 — разъемные. Для всех обмоток двигателей применяется только изоляция класса Н.

Номинальные параметры электродвигателей в режиме работы 60 мин и ПВ = 40 % приведены в табл. 16.5 и 16.6.

Двигатели серии Д рассчитаны на регулирование частоты вращения путем

ослабления магнитного потока или изменения напряжения на якоре. Тихоходные двигатели параллельного возбуждения со стабилизирующей обмоткой допускают увеличение частоты вращения в 2,5 раза по сравнению с номинальной путем уменьшения силы тока возбуждения.

При максимальной частоте вращения вращающий момент не должен превышать 0,8 номинального режима 60 мин при напряжении 220 В и 0,6 номинального режима при напряжении 440 В.

Двигатели напряжением 220 В допускают увеличение частоты вращения в 2 раза по сравнению с номинальной благодаря повышению напряжения. При этой частоте вращения и номи-

нальном возбуждении максимальный момент не должен превосходить 1,5 номинального режима 60 мин. Максимальное напряжение на зажимах двигателей по отношению к заземленным частям не должно превосходить 600 В.

Для двигателей всех систем возбуждения допускается в двигательном и генераторном режимах увеличение частоты вращения до максимальной (см. табл. 16.5). При этом сила тока якоря не должна быть более 0,7 номинальной силы тока (режим 60 мин) для тихоходных двигателей.

Основные размеры двигателей приведены в табл. 16.7.

Расчет механических характеристик электродвигателей постоянного тока. Исходные данные: напряжение на зажимах якоря двигателя  $U_{\text{я}}$  в функции тока якоря определяют известными способами; сопротивление обмоток якоря и добавочных полюсов  $r_{\text{я}}$ ; способ возбуждения и МДС; значение МДС

в функции силы тока якоря. Расчет механических характеристик ведется в относительных единицах:

$$n^* = f(M^*; I_{\text{я}}^*).$$

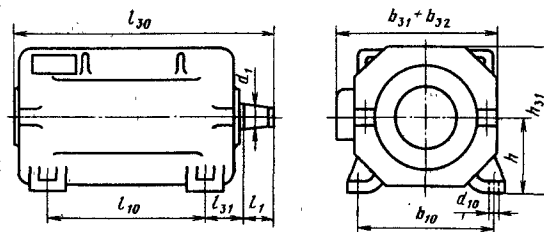
Задают силой тока якоря в относительных единицах  $I_{\text{я}}^*$ , определяют величину  $U_{\text{я}}^* = U_{\text{я}}/U_{\text{н}}$  и МДС главных полюсов:

$$F^* = F_{\text{н}}^* + K_{\text{с}} I_{\text{с}} / I_{\text{н}}^*,$$

где  $F_{\text{н}}^*$  — МДС независимой обмотки возбуждения в относительных единицах;  $K_{\text{с}}$  — коэффициент возбуждения последовательной обмотки; для двигателей последовательного возбуждения  $K_{\text{с}} = 1$ ; для двигателей смешанного возбуждения  $K_{\text{с}} = 0,35$ ; для двигателей параллельного возбуждения со стабилизацией  $K_{\text{с}} = 0,1$ .

По характеристикам (рис. 16.1) находят относительное значение магнитного потока  $\Phi^*$  в функциях  $F^*$  и  $I_{\text{я}}^*$ .

## 16.7. Размеры (мм) электродвигателей постоянного тока серии Д



Двигатель	$b_{10}$	$b_{31} + b_{32}$	$d_1$	$d_{10}$	$l_1$	$l_{10}$	$l_{30}$	$l_{31}$	$h$	$h_{31}$	Масса, кг	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>
Д12	280	345	28	19	60	220	561	115	160	323	130	0,05
Д21	300	400	35	19	80	194	665	170	180	373	200	0,125
Д22	300	400	35	19	180	239	710	170	180	373	225	0,15
Д31	390	475	50	26	100	250	752	173	225	453	310	0,3
Д32	390	475	50	26	100	320	822	173	225	453	365	0,425
Д41	430	560	65	32	105	299	910	209	250	508	540	0,8
Д806	420	560	65	32	105	533	930	165	250	508	635	1,0
Д808	476	625	80	32	130	628	1097	159	280	562	885	2,0
Д810	520	800	90	32	130	660	1114	178	315	635	1250	3,65
Д812	570	860	100	35	165	724	1220	172	340	690	1770	7,0
Д814	636	935	120	42	165	813	1362	200	375	762	2240	10,2
Д816	686	980	130	42	200	890	1502	212	400	810	2860	16,3
Д818	760	1080	140	48	200	990	1579	201	450	910	3745	27,5

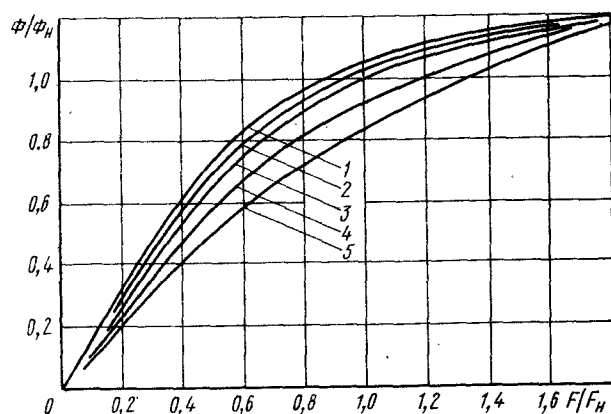


Рис. 16.1. Универсальные нагрузочные характеристики электродвигателей серии Д:

$$1 - J_N = 0; 2 - J_N = 0,5J_N; 3 - J_N = J_N; 4 - J_N = 2J_N; 5 - J_N = 3J_N$$

Постоянный коэффициент частоты вращения

$$C^* = 1 - r_N \frac{U_N}{I_N}$$

Частота вращения для заданного  $I_N^*$

$$n^* = \frac{U_N^* - I_N^* r_N}{C^* \Phi^*} \frac{U_N}{I_N}$$

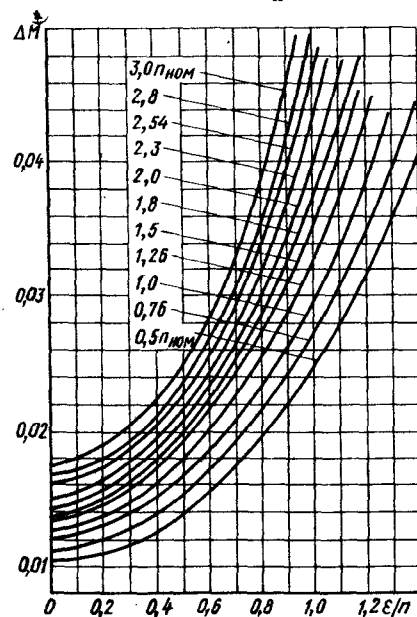


Рис. 16.2. Универсальная номограмма потерь холостого хода

По найденным значениям  $\Phi^*$  и  $n^*$  и номограмме потерь холостого хода (рис. 16.2) находим  $\Delta M^*$  и момент на валу двигателя

$$M^* = 1,03 I_N^* \Phi^* \mp \Delta M^*$$

где знак «-» — режим двигателя; знак «+» — режим электрического торможения.

Затем строят зависимость  $n^* = f(M^*)$ .

### 16.3. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Основные параметры асинхронных электродвигателей переменного тока имеют следующие обозначения:  $M$  — вращающий момент на валу, Н·м;  $P_1$  — мощность, подводимая к статору, кВт;  $P_2$  — мощность на валу электродвигателя, кВт;  $I_1$  — сила тока статора, А;  $n$  — частота вращения, мин<sup>-1</sup>;  $f$  — частота питающей сети, Гц;  $p$  — число пар полюсов обмотки статора;  $m_1$  — число фаз обмотки статора;  $M_{пуск}$  — пусковой момент на валу двигателя, Н·м;  $M_{max}$  — максималь-

ный момент на валу электродвигателя, Н·м;  $r_1$  — сопротивление фазы статора, Ом;  $X_0$  — индуктивное сопротивление намагничивания (холостого хода), Ом;  $X_2$  — приведенное к статору индуктивное сопротивление ротора, Ом;  $\Phi$  — магнитный поток, Вб;  $\omega_1$  — число витков фазы статора;  $K_{об1}$  — коэффициент обмотки статора;  $s_N$  — номинальное скольжение ротора электродвигателя.

Мощность, подводимая к статору двигателя и выраженная через геометрические размеры,

$$P = \frac{\pi K_{об} D^2 l n A B_\delta 10^{-3}}{\sqrt{2} \cdot 60}$$

где  $D$  — диаметр ротора, см;  $l$  — длина ротора, см;  $A$  — линейная плотность тока, А/см;  $B_\delta$  — индукция в воздушном зазоре, Т.

Мощность, подводимая к статору и выраженная через электрические параметры,

$$P_1 = \sqrt{2} \pi m_1 I_1 \Phi / \omega_1 K_{об1} \cos \varphi 10^{-3}$$

При этом магнитный поток электродвигателя

$$\Phi = \frac{U_\phi - I_1 r_1}{4,44 f \omega_1 K_{об1}}$$

По номинальным данным электродвигателей могут быть определены параметры для расчета механических характеристик:

критическое скольжение  $s_k$  (при максимальном моменте)

$$s_k = \frac{s_N \left( \frac{M_{max}}{M_N} + \sqrt{\left( \frac{M_{max}}{M_N} - 1 \right) \left( \frac{M_{max}}{M_N} + 1 + s_N \right)} \right)}{1 - s_N \left( \frac{M_{max}}{M_N} - 1 \right)}$$

где  $M_N$  — номинальный момент электродвигателя, Н·м;

$$M_N = 9550 P_{2N} / n$$

Максимальный момент

$$M_{max} = \frac{0,079 m_1 U_\phi^2 p}{f (r_1 + \sqrt{r_1^2 + x_k^2})}$$

где  $x_k = x_1 + x_2 / (x_0 + x_2)$ .

Полное сопротивление короткого замыкания

$$z_k = U_\phi / I_{пн} \left( \frac{I_{пн}}{I_{нн}} - \frac{I_0}{I_{нн}} \right),$$

где  $I_{пн}$  — пусковой ток двигателя;

$$\cos \varphi_N = \cos \varphi_N \left[ \frac{M_{пуск}}{M_N} \frac{I_N}{I_{пн}} \frac{\eta_N}{1 - s_N} + 0,33 I_{пн} / I_N (1 - \eta_N) \right]$$

При наличии параметров  $z_k$  и  $\cos \varphi_N$  можно рассчитать величины резисторов для ограничения пусковых моментов и построения характеристик регулирования моментов.

Необходимый пусковой момент  $M_{пн}$  при изменении сопротивления  $z_{кн}$ :

$$z_{кн} = z_k \sqrt{M_{пн} / M_N};$$

$$r_N = z_k \cos \varphi_N; x_N = z_k \sin \varphi_N$$

Добавочное сопротивление резистора

$$R_{доб} = \sqrt{z_{кн}^2 - z_k^2 \sin^2 \varphi_N} - r_N$$

Крановые электродвигатели переменного тока серии 4МТ. Станины электродвигателей всех типов (кроме электродвигателя 4МТ 112) изготовлены из чугуна с ребрами для охлаждения и клеммовой коробкой, расположенной в верхней части. Станины электродвигателей 4МТ 112 выполнены из алюминиевого сплава. Щиты двигателей изготовлены из чугуна, а крышки подшипников большинства двигателей — из алюминиевого сплава. Сердечник статора набирают из покрытых лаком штампованных листов из горячекатаной или холоднокатаной стали толщиной 0,5 мм.

Контактные кольца выполнены из спеченных медных композиций или из профильной меди (медных труб). Во избежание скопления щеточной пыли между кольцами имеется свободное воздушное пространство.

Для двигателей с высотой центра 112 ... 280 мм применяют щетки М1. Щетки М1 имеют размеры 8×12, 5×32 мм при высоте 112 ... 132 мм; 10×25×32 мм при высоте 160 мм; 12,5×32×40 мм при высоте 200 ... 225 мм; 16×40×50 мм при высоте 250 мм. Щетки МГ имеют размеры

16×50×50 мм при высоте 355 мм. Двигатели рассчитаны для работы на открытом воздухе и имеют степень защиты IP44; крышки коллекторных люков и клеммовых коробок выполнены с соответствующим уплотнением. В выводных отверстиях вставлены резиновые уплотнения для пропуска кабелей и обеспечения брызгопроницаемости внутренних полостей. В клеммовых коробках расположены панели выводных зажимов.

16.8. Характеристика электродвигателей с фазным ротором при ПВ = 40 %, напряжении 380 В и частоте 50 Гц

Двигатель	Число полюсов 2p	Мощность P <sub>2</sub> , кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Сила тока статора, А	cos φ	Сила тока ротора, А	Напряжение ротора, В	Максимальный момент, Н·м
4MTF (H) 112L4	4	3,7	1370	10,5	0,82	—	—	57
4MTF (H) 112LB4	4	5,5	1390	15	0,81	—	—	94
4MTF (H) 132L4	4	7,5	1400	19	0,84	—	—	126
4MTF (H) 132LB4	4	11,0	1410	28	0,86	—	—	205
4MTF (H) 112L6	6	2,2	810	7,2	0,76	11	144	55
4MTF (H) 112LB6	6	3,7	900	11,2	0,79	13,8	190	88
4MTF (H) 132L6	6	5,5	915	14,8	0,74	18,3	213	135
4MTF (H) 132LB6	6	7,5	935	18,2	0,77	20,7	242	190
4MTF (H) 160L6	6	11,0	910	32	0,76	41	179	325
4MTF (H) 160LB6	6	15,0	930	39	0,77	48	213	460
4MTF (H) 200L6	6	22,0	935	55	0,79	60	235	638
4MTF (H) 200LB6	6	30	935	75	0,78	73	235	932
4MTF (H) 225M6	6	37	965	78	0,818	77	293	1000
4MTN 225L6	6	55	970	115	0,9	115	290	1530
4MTN 280S6	6	75	970	142	0,89	178	270	2160
4MTN 280M6	6	110	975	205	0,89	160	420	3490
4MTF (H) 160L8	8	7,5	695	25	0,73	22	227	248
4MTF (H) 160LB8	8	11,0	705	38	0,74	39	185	400
4MTF (H) 200L8	8	15	710	42	0,71	48,8	206	569
4MTN 200LB8	8	22	715	57	0,7	59	241	800
4MTN 225M8	8	30	720	74,6	0,72	71	252	1030
4MTN 225L8	8	37	725	87,4	0,74	79	302	1390
4MTN 280S8	8	55	720	112	0,84	170	196	2160
4MTN 280M8	8	75	725	154	0,82	165	227	2940
4MTN 280L8	8	90	730	179	0,84	162	355	3470
4MTN 355S8	8	132	710	270	0,85	—	—	—
4MTN 355M8	8	160	715	320	0,87	—	—	—
4MTN 355L8	8	200	730	400	0,86	—	—	—
4MTN 280S10	10	45	576	103	0,76	146	181	1940
4MTN 280M10	10	60	580	124	0,76	135	239	2670
4MTN 280L10	10	75	582	166	0,77	142	308	3480
4MTN 355S10	10	110	584	266	0,7	250	272	4560
4MTN 355M10	10	132	585	315	0,68	250	327	5690
4MTN 355L10	10	160	586	392	0,61	245	408	7310

Электродвигатели могут быть снабжены встроенной тепловой защитой. Охлаждение двигателей производится с наружной стороны с помощью вентилятора, закрепленного на валу с помощью шпонки с болтовым зажимом. Роторы двигателей балансируются с помощью специальных приспособлений — балансировочных колес.

Обмотка роторов электродвигателей короткозамкнутых исполнений выпол-

16.9. Характеристика электродвигателей с короткозамкнутым ротором при ПВ = 40 %, напряжении 380 В и частоте 50 Гц

Двигатель	Число полюсов p	Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Сила тока статора, А	cos φ	Максимальный момент, Н·м	Пусковой момент, Н·м	Сила пускового тока, А
4MTKF (H) 112L4	4	3,7	1390	10,5	0,83	56	56	41
4MTKF (H) 112LB4	4	5,5	1400	15,2	0,82	91	85	61
4MTKF (H) 132L4	4	7,5	1390	18,5	0,85	131	121	87
4MTKF (H) 132LB4	4	11,0	1410	27,5	0,87	215	195	152
4MTKF (H) 112L6	6	2,2	880	6,8	0,73	64	62	22,7
4MTKF (H) 112LB6	6	3,7	870	10,6	0,75	114	114	37,2
4MTKF (H) 132L6	6	5,5	900	13,6	0,75	155	145	57
4MTKF (H) 132LB6	6	7,5	900	18,3	0,7	225	216	79
4MTKF (H) 160L6	6	11	910	29	0,76	39,5	340	148
4MTKF (H) 160L6	6	15	930	36,5	0,78	560	480	203
4MTKF (H) 200L6	6	22	935	51	0,79	760	706	275
4MTKF (H) 200LB6	6	30	935	70	0,78	980	932	380
4MTKF (H) 160L8	8	7,5	690	24	0,71	310	260	91,5
4MTKF (H) 160LB8	8	11	700	33,5	0,74	500	420	141
4MTKF (H) 200L8	8	15	695	40	0,71	657	638	185
4MTKF (H) 200LB8	8	22	700	60	0,69	981	932	195
4MTKH 225M8	8	30	700	68	0,77	1128	1128	336
4MTKH 225L8	8	37	710	86	0,78	1470	1390	460

нена литой из алюминиевого сплава повышенного сопротивления. Двигатели, рассчитанные для эксплуатации при температуре окружающей среды не выше +40 °С, имеют изоляцию класса F и типовое обозначение 4MTF, 4MKF.

Двигатели, рассчитанные для эксплуатации в тропиках и при максимальной температуре окружающего воздуха выше +40 °С, имеют изоляцию класса H. Их типовое обозначение 4MTN, 4MTKN.

Двигатели с высотой центра более 200 мм имеют изоляцию класса H. Основное конструктивное исполнение электродвигателей серии 4MT — горизонтальное на лапах с одним концом вала (1M1001). Однако по требованию потребителей двигатели могут быть поставлены с двумя свободными концами валов.

Исполнение двигателей с высотой центра 112... 225 мм горизонтальное фланцевое на лапах (1M2001). При

этом двигатели могут быть прикреплены фланцами либо лапами.

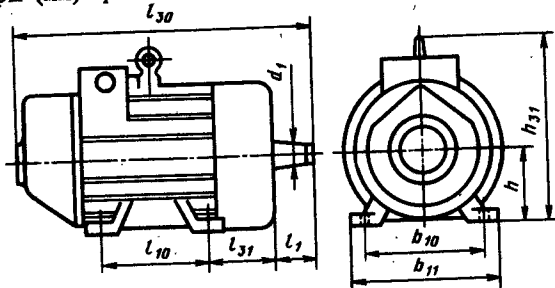
Исполнение двигателей с высотой центра 112... 160 мм — вертикальное, фланцевое (1M3001).

Двигатели рассчитаны на напряжения 220/380 В и 380/660 В и частоту 50 Гц; они имеют в клеммовой коробке шесть выводных концов для включения обмоток соответственно в треугольник или в звезду.

Кроме того, двигатели могут быть рассчитаны на нестандартное напряжение и частоту: 500 В и 50 Гц; 440 В и 60 Гц, 50 Гц; 415 В и 50 Гц; 380 В и 60 Гц.

При колебаниях напряжения в сети от -5 до +10 % номинального значения двигатели должны сохранять номинальную мощность. Основным номинальным режимом работы является повторно-кратковременный режим при ПВ = 40 %. В табл. 16.8 и 16.9 приведены основные характеристики двигателей.

## 16.10. Размеры (мм) крановых электродвигателей переменного тока



Двигатель	b <sub>10</sub>	b <sub>11</sub>	d <sub>1</sub>	h	h <sub>31</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>10</sub>	L <sub>30</sub> (фазный)	L <sub>30</sub> (короткозамкнутый)	L <sub>31</sub>	Масса, кг	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup> , и число пар полюсов		
												2p = 6	2p = 8	2p = 10
112L	190	240	32	112	301	80	159	620	495	70	51	0,035	—	—
112LB	190	240	32	112	301	80	159	620	495	70	63	0,045	—	—
132L	216	270	42	132	431	110	203	692	556	89	104	0,09	—	—
132LB	216	270	42	132	431	110	203	692	556	89	115	0,11	—	—
160L	254	310	48	160	424	110	254	599	108	165	194	0,23	—	—
160LB	254	310	48	160	424	110	254	824	669	108	194	—	0,28	0,29
200L	318	380	65	200	500	140	305	880	742	133	270	—	0,57	0,62
200LB	318	380	65	200	500	140	305	955	817	133	320	—	0,68	0,74
225M	356	435	70	225	545	140	311	960	797	149	420	—	0,9	1,07
225L	356	435	70	225	545	140	356	1070	907	149	500	—	1,02	1,43
280S	457	540	90	280	740	170	368	1100	—	190	750	—	3,3	4,3
280M	457	540	90	280	740	170	419	1180	—	190	850	—	4,1	5,2
280L	457	540	90	280	740	170	457	1270	—	190	1000	—	5,1	6,3
355S	610	700	110	355	888	210	500	1423	—	254	1545	—	—	10,2
355M	610	700	110	355	888	210	560	1493	—	254	1695	—	—	12,8
355L	610	700	110	355	888	210	630	1573	—	254	1895	—	—	15

Основные размеры двигателей серии 4MT приведены в табл. 16.10. Максимальная рабочая частота вращения вала электродвигателей при числе полюсов 2p-4 и 2p-6 составляет 2500 мин<sup>-1</sup>, при числе полюсов 2p-8 — 1900 мин<sup>-1</sup>, при числе полюсов 2p-10 — 1500 мин<sup>-1</sup>.

## 16.4. ДВУХСКОРОСТНЫЕ КРАНОВЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Эти электродвигатели являются конструктивной модификацией короткозамкнутых крановых двигателей ос-

новного ряда. По конструктивному исполнению односкоростные и двухскоростные электродвигатели идентичны. Одинаковыми узлами являются станины, короткозамкнутые роторы в собранном виде, щиты и подшипники. Отличаются двухскоростные двигатели и от односкоростных выполнением обмотки статора.

В крановом электроприводе могут быть применены только двигатели с двумя независимыми обмотками на статоре, поэтому в этих двигателях в пазах размещены две обмотки. Обмотки с малым числом полюсов расположены

в глубине паза, а обмотки с большим числом полюсов ближе к выходу из паза. Между обмотками имеется изоляционная прокладка. Обмотка с малым числом полюсов соединена в звезду, а обмотка с большим числом полюсов имеет шесть выводов и может включаться последовательно с малополусной обмоткой, либо включаться независимо при соединении в звезду.

При последовательном включении обмотка с малым числом полюсов отключается путем замыкания между собой ее зажимов, а обмотка с большим числом полюсов отключается шунтированием каждой фазы.

Характеристика двухскоростных крановых электродвигателей приведена в табл. 16.11.

## 16.11. Характеристика двухскоростных крановых электродвигателей при напряжении 380 В и частоте 50 Гц

Двигатель	Число полюсов	Мощность, кВт	Режим работы ПВ, %	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Сила тока статора, А	Сила пускового тока, А	Пусковой момент, Н·м	Максимальный момент, Н·м
4МТКН 160L6/16	6	3,5	40	920	9,3	42	85	98
	16	1,1	15	305	9	14	69	69
4МТКН 160LB6/16	6	5,0	40	925	14	70	142	162
	16	1,8	15	305	12,3	22	108	108
4МТКН 200L6/16	6	7,5	40	930	17,5	93	196	215
	16	2,4	15	300	14	25	167	167
4МТКН 200LB6/16	6	11,0	40	940	27	145	353	383
	16	3,5	15	295	20	37	226	226
4МТКН 225 M6/20	6	16,0	40	925	38	195	422	490
	20	3,4	15	235	25	40	314	314
4МТКН 225L6/20	6	22	40	925	49	265	630	690
	20	4,5	15	225	33	52	470	470
4МТКН 225L6/20	6	30	40	910	—	—	—	—
	12	10	15	450	—	—	—	—
МТКФ 221 4/12	4	4	25	1385	10	47	63	73
	12	1,0	15	395	7,3	12,5	52	52
МТКФ 411 4/24	4	7,0	25	1370	12,5	60	108	108
	24	0,8	15	200	9,2	17	84	85
МТКФ 411 4/24	4	10	25	1300	20	100	176	176
	24	1,2	15	165	13,4	18	118	118



Продолжение табл. 16.11

Двигатель	Число полюсов	Мощность, кВт	Режим работы ПБ, %	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Сила тока статора, А	Сила пускового тока, А	Пусковой момент, Н·м	Максимальный момент, Н·м
МТКФ 412 4/24	4 24	15 1,5	25 15	1365 175	29,5 13,8	160 19	240 147	285 145
МТКФ 511 4/24	4 24	22 2	25 15	1395 175	41 20	250 26	392 225	432 236
МТКФ 512 4/24	4 24	30 3	25 15	1400 180	— —	— —	— —	— —

### 16.5. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА ЕДИНЫХ СЕРИЙ В КРАНОВОМ ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ

Электродвигатели переменного тока серии 4А. В грузоподъемных кранах группы режима 1К ... 4К, электрических талях, а также в отдельных кранах группы режима 5К начинают применяться электродвигатели единой серии 4А различных модификаций. Электродвигатели серии 4А применяют для привода механизмов подъема и передвижения электрических талей. Короткозамкнутые двигатели серии 4А наиболее целесообразны для электрических талей группы режима 1М ... 3М, с небольшим ускорением и числом включений в час (до 120), а также небольшим ресурсом по числу включений за срок службы. Двигатели серии 4А начинают широко применяться в качестве приводов механизмов передвижения (группа режима 3М) строительных башенных кранов и однобалочных мостовых кранов. Установлено, что короткозамкнутые двигатели единой серии 4А можно использовать для большой группы кранов общего назначения группы режима 3К ... 5К для механизмов передвижения. Благодаря использованию этих двигателей можно снизить установленные мощности двигателей

тёлежек, стоимость привода вследствие использования двигателей, изготавливаемых крупными сериями, и применить встроенный в двигатель механический тормоз вместо отдельного колодочного.

Наилучшими параметрами применительно к крановому электроприводу обладают двигатели с повышенным скольжением серии 4АС. По механической прочности, степени защиты от воздействия окружающей среды, условиям работы с частыми пусками и торможениями электродвигатели этой серии наиболее соответствуют условиям эксплуатации. Если для механизмов подъема кранов применение таких двигателей еще недостаточно обосновано, то для механизмов передвижения группы режима 3М ... 4М с числом включений в час до 120 эти двигатели вполне целесообразны.

В табл. 16.12 приведена характеристика электродвигателей серии 4АС со встроенными тормозами, а их размеры — в табл. 16.13. Двигатели серии 4АС, как и крановые двигатели, рассчитаны на питание от сети напряжением 220, 380 и 660 В. Кроме того, они могут быть рассчитаны на нестандартное напряжение 440 В (60 Гц), 415 В (50 Гц) и 380 В (60 Гц).

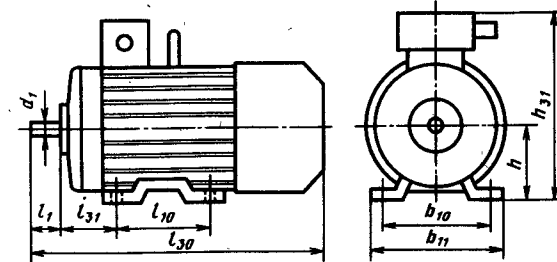
Учитывая высокие пусковые плотности тока электродвигателей серии 4АС, целесообразно для механизмов

16.12. Характеристика электродвигателей серии 4АС при ПБ = 40 %, напряжении 380 В и частоте 50 Гц

Двигатель	Число полюсов	Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Номинальная сила тока, А	Плотность пускового тока, А/мм <sup>2</sup>	Сила пускового тока, А	Максимальный момент, Н·м	Пусковой момент, Н·м	cos φ	Допустимое число пусков в час (вхолостую)	Тормозной момент, Н·м
4AC71AE4	4	0,6	1380	1,8	34	8,1	9	8,2	0,73	5600	6
4AC71BE4	4	0,8	1370	2,4	40	10,8	12	11	0,75	6900	6
4AC80AE4	4	1,3	1410	3,6	40	18	19,4	17,6	0,82	7800	12
4AC80BE4	4	1,3	1420	4,6	42	23	25	22,8	0,82	7800	12
4AC90LE4	4	2,4	1410	5,8	50	35	36	32,6	0,82	7900	16
4AC100SE4	4	3,2	1440	7,8	41	47	46	42,2	0,82	7800	30
4AC100LE4	4	4,3	1440	10,0	40	60	63	57	0,82	7800	30
4AC112ME4	4	5,6	1420	14,4	55	100	83	75	0,83	7300	40
4AC90LE6	6	1,7	930	5,1	31	20,5	37	33	0,72	9300	16
4AC100LE6	6	2,6	940	6,9	42	42	55	50	0,76	7800	30
4AC112MAE6	6	3,2	920	9,2	42	55	69	63	0,74	8800	40
4AC112MBE6	6	4,2	910	10,8	51	70	92	83	0,79	8800	40
4AC132SE6	6	6,3	930	15,2	54	100	134	122	0,8	7100	80
4AC132ME6	6	8,5	940	20,5	49	134	182	165	0,8	7100	80

Примечание. Минимальный момент в процессе пуска должен быть не менее 0,8 пускового момента.

16.13. Размеры (мм) электродвигателей серии 4А и 4АС



Двигатель	$l_1$	$l_{31}$	$l_{30}$ без тормоза	$l_{30}$ с тормозом	$l_{10}$	$h$	$b_{10}$	$b_{11}$	$h_{31}$	$d_1$	Масса, кг	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>
71А	40	45	285	405	90	71	112	135	201	19	15,1	0,0017
71В	50	45	285	405	90	71	112	135	223	19	15,1	0,002
80А	50	50	300	440	100	80	125	155	218	22	17,4	0,0031
80В	50	50	320	460	100	80	125	155	240	22	20,4	0,0046
90L	50	56	350	505	125	90	140	175	260	24	28,7	0,0073
100M	60	63	365	520	112	100	160	200	265	28	36	0,009



Продолжение табл. 16.13

Двигатель	$l_1$	$l_{21}$	$l_{30}$ без тормоза	$l_{30}$ с тормозом	$l_{10}$	$h$	$b_{10}$	$b_{11}$	$h_{21}$	$d_1$	Масса, кг	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>
100L	60	63	395	580	140	100	160	200	280	28	42	0,013
112M	80	70	452	630	140	112	190	230	310	32	56	0,017
112L	80	70	472	650	140	112	190	230	320	32	62	0,021
132S	80	89	480	690	140	132	216	265	350	38	77	0,04
132M	80	89	530	740	178	132	216	265	350	38	98	0,058
160S	110	108	624	790	178	160	254	304	430	48	135	0,14
160M	110	108	667	850	210	160	254	304	430	48	160	0,18

16.14. Характеристика двухскоростных электродвигателей серии 4А с двумя отдельными обмотками при напряжении 380 В и частоте 50 Гц для талей и кранов

Двигатель	Число полюсов	Режим работы ПВ, %	Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Пусковой момент, Н·м	Максимальный момент, Н·м	Плотность пускового тока, А/мм <sup>2</sup>	Тормозной момент, Н·м
4АХ71В12/4ЕЭ	4	40	0,25	1400	3,6	3,5	35	6,0
	12	15	0,08	450	3,0	3,0	40	—
4АХ80В12/4ЕЭ	4	40	0,37	1420	4,5	5,0	35	12,5
	12	15	0,12	455	4,0	4,0	40	—
4А90Л12/4ЕЭ	4	40	0,55	1430	6,6	7,5	37	17,5
	12	15	0,18	460	5,2	5,0	40	—
4А100Л12/4Е	4	25	0,9	1430	10	13	40	32,5
	12	15	0,37	460	7,0	7,0	42	—
4А112МВ12/4Е	4	25	1,8	1440	18	25	40	45
	12	15	0,65	460	13	13	37	—
4А132М412/Е	4	25	3,5	1430	35	45	40	90
	12	15	1,0	460	25	25	40	—
4А160М4/16	4	40	5,5	1440	55	70	40	—
	16	15	1,0	350	35	35	40	—
4А180М4/16	4	40	7,5	1440	75	90	40	—
	16	15	1,5	350	55	55	40	—

с временем пуска до 3 с применять двигатели напряжением 660 В, включенные в сеть напряжением 380 В. Для механизмов передвижения группы режима 3М...4М плотность пускового тока должна быть не более 30 А/мм<sup>2</sup>.

Учитывая, что механические тормоза двигателей серии 4А и 4АС не рассчитаны на частые торможения механизмов с большим приведенным моментом инерции, процесс торможения должен по возможности осуществляться двигателем. В этом случае наилучшими энергетическими характеристиками будут обладать двухскоростные электродвигатели серии 4А с двумя отдельными обмотками. В табл. 16.14 приведена характеристика перспективных двухскоростных электродвигателей серии 4А для крановых механизмов. Эти электродвигатели обеспечивают до 100 пусков и торможений механизмов передвижения. Они могут быть применены для значительного числа механизмов кранов общего назначения группы режима 3К...5К. Использование в них двух независимых обмоток позволяет обеспечить регулирование пусковых и тормозных моментов (путем различных включений). Обозначение двухскоростных двигателей аналогично обозначениям крановых двигателей. В обозначении буква «Е» перед климатическим исполнением означает наличие тормоза с электромагнитным приводом. Степень защиты электродвигателей от окружающей среды IP54...IP44; поэтому фактически они могут использоваться на открытом воздухе, хотя формально их маркируют для категорий размещения У2, Т2 и ХЛ2. По способу монтажа на механизмах двухскоростные двигатели серии 4А, используемые на кранах, имеют исполнения 1М 1001, 1М 2001, 1М 3001 и 1М 3011.

Ввод кабелей в клеммную коробку осуществляется с помощью сальниковых уплотнений. Расчетная наработка подшипников 14 000 ч.

## 16.6. КРАНОВАЯ АППАРАТУРА УПРАВЛЕНИЯ

Электрическими контактными аппаратами электроприводов называют электромеханические устройства,

предназначенные для коммутации тока в электрических цепях и изменения силы тока и напряжения в обмотках двигателей. Их классифицируют по принципу действия, назначению и выполняемым функциям. По *принципу действия* различают аппараты ручного включения, электромагнитного включения, индукционные, тепловые, электромашинные, контактно-механические и электронные. По *назначению и выполняемым функциям* контактные аппараты разделяют на две группы: 1) осуществляющие оперативное управление электроприводом путем выполнения определенных, заранее обусловленных программ включения и отключения в цепях электропривода; 2) выполняющие функции защиты, контроля и сигнализации.

Слововые контроллеры ручного управления. Слововые кулачковые контроллеры относятся к категории аппаратов непосредственного ручного управления. Они предназначены для управления крановыми электродвигателями переменного тока механизмов группы режима 1М...4М. Слововые контроллеры являются комплектами устройствами для обеспечения включения цепей обмоток электродвигателей по заранее заданной программе, заложенной в конструкции кулачкового барабана контроллера. Простота конструкции, безотказность в работе и малые габариты — основные преимущества слововых контроллеров. При правильном выборе и использовании слововых контроллеров в соответствии с их коммутационными возможностями контроллеры являются надежными и удобными в эксплуатации комплектными устройствами управления крановыми электроприводами, так как в этих устройствах полностью исключены нарушения заданной программы, а включение и отключение, зависящие от действия машиниста, обеспечивают 100 %-ную готовность привода к работе.

Однако к недостаткам этих комплектов устройств можно отнести низкую износостойкость и коммутационную способность, а также отсутствие автоматизированного пуска и торможения. Слововые кулачковые контроллеры могут быть успешно применены

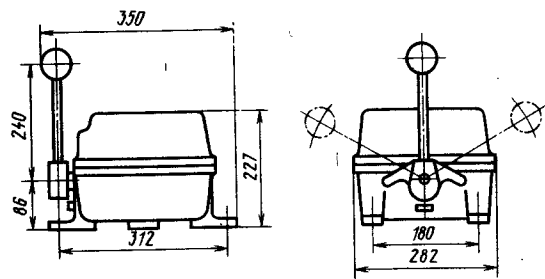


Рис. 16.3. Контроллер ККТ-60А

для управления из кабины механизмами группы режима 1М... 3М кранов общего назначения, а также отдельными малонагруженными механизмами группы режима 4М... 5М при значительно ограниченной мощности исполнительных электродвигателей.

Для управления электродвигателями крановых механизмов применяют контроллеры следующих серий: ККТ-60А на переменном токе и контроллеры пультов DVP15 и UP35/1. Контроллеры этих серий изготавливают в защищенных корпусах с крышками и стеновыми защитами от внешней среды IP44.

Механическая износостойкость силовых контроллеров составляет  $(3,2 \dots 5) \times 10^6$  циклов ВО. Коммутационная износостойкость зависит от силы коммутируемого тока. При номинальной силе тока она составляет около  $0,5 \times 10^6$  циклов ВО, а при силе тока 50 % номинальной можно получить износостойкость  $1 \times 10^6$  циклов ВО. Контроллеры ККТ-60А имеют номинальную силу тока 63 А при режиме работы ПВ = 40 %, но их коммутационная способность весьма невысокая, что ограничивает использование этих контроллеров в тяжелых условиях коммутации. Номинальное напряжение контроллеров переменного тока 380 В, частота 50 Гц. Размеры контроллеров ККТ-60А приведены на рис. 16.3. Условия использования контроллеров ККТ-60А в электроприводах крановых механизмов приведены в табл. 16.15.

**Магнитные контроллеры.** Эти контроллеры представляют собой слож-

ные комплекты коммутационные устройства для управления крановыми электроприводами. В магнитных контроллерах коммутация главных цепей осуществляется с помощью контакторов с электромагнитным приводом.

По схеме магнитные контроллеры представляют собой законченные комплекты устройства, обеспечивающие ряд программ переключений в главных цепях по выбору оператора и посредством подачи оператором соответствующих команд по цепям управления. Команды в цепях управления подаются командоконтроллерами или кнопочными постами управления. Магнитные контроллеры предназначены для пуска, регулирования скорости, торможения и отключения приводных крановых электродвигателей постоянного и переменного тока. По сравнению с силовыми кулачковыми контроллерами магнитные контроллеры имеют следующие преимущества: для управления их независимо от мощности двигателя используют командоконтроллеры, требующие минимальной затраты энергии оператора; при интенсивной работе срок службы магнитных контроллеров и их износостойкость в 5—8 раз выше, чем кулачковых контроллеров, благодаря тому, что коммутация осуществляется контакторами; значительный запас коммутационной способности; в предельном случае магнитные контроллеры размыкают цепь, по которой проходит ток силой до  $10 I_{ном}$ ; в то же время они могут пропускать без повреждений ток силой  $15 I_{ном}$  на время срабатывания внешней защиты; в связи с заранее запрограммированной си-

## 16.15. Характеристика силовых кулачковых контроллеров

Контроллер	Число рабочих положений		Управляемый двигатель	Номинальное напряжение, В	Наибольшая мощность (кВт) используемого двигателя при группе режима			
	назад (опускание)	вперед (подъем)			2М	3М	4М	5М
ККТ-61А	5	5	Переменного тока с фазным ротором	380	30	22	15	7,5
				220	22	15	11	—
ККТ-68А	5	5		380	55	37	22	15
				220	37	30	15	—
ККТ-62А	5	5		380	2×22	2×15	2×11	2×5
				220	2×15	2×11	2×7,5	—
ККТ-65А	5	5		380	30	22	15	—
ККТ-63А	1	1		Переменного тока с короткозамкнутым ротором	380	15	11	7,5
			220		11	7,5	5,0	—
ККТ-66А	3	3	380		15	11	7,5	5
			220		11	7,5	5,0	—

стемой пуска и торможения возможность недопустимой перегрузки механизма сведена к минимуму. По конструктивным признакам магнитные контроллеры переменного тока разделяют на две группы: 1) с аппаратурой, монтируемой на стальных каркасах (каркасно-реечная конструкция); 2) с аппаратурой, монтируемой на изоляционных негорючих досках (металлургическое исполнение).

Магнитные контроллеры тропического исполнения, изготовляют в открытом исполнении (степень защиты IP00) для категорий размещения УХЛ3 и при конкретном размещении на кранах различного назначения, либо устанавливают в состоянии поставки, либо размещают в оболочках. Магнитные контроллеры тропического исполнения пригодны для категорий размещения Т2 и имеют электрошкафы со степенью защиты IP42. Крановые магнитные контроллеры обслуживают с одной передней стороны, что позволяет получить минимальную площадь

обслуживания. Магнитные контроллеры каркасно-реечной конструкции имеют одну ступень изоляции между токоведущими частями и корпусом, поэтому их рекомендуют использовать в обычных производственных условиях. Магнитные контроллеры панельной конструкции имеют две ступени изоляции; их используют в основном для металлургических кранов, в крупных литейных, кузнечных и термических цехах с высокой концентрацией токопроводящей пыли.

В магнитных контроллерах применяется коммутационная аппаратура (табл. 16.16) и разнообразное реле (табл. 16.17). Кроме коммутационной аппаратуры, в магнитных контроллерах широко применяют различные полупроводниковые выпрямители в виде готовых выпрямительных блоков или в качестве вентиляторов управления тока, а также тиристоры типа Т, клеммовые наборы выводных зажимов цепей управления, а также максимальные и тепловые реле защиты.

16.16. Характеристика коммутационной аппаратуры крановых магнитных контроллеров

Ток	Аппарат	Назначение	Номинальная сила тока, А	Наибольшее напряжение главной цепи, В	Тип	Механическая стойкость	Категория коммутационной стойкости
Постоянный	Контактор	Коммутация главных цепей	100 ... 630	220	КПВ-602—КПВ-605	$20 \cdot 10^6$	ДС2
		Коммутация цепи тормозных контуров	160 ... 250	220	КПВ-623—КПВ-624	$10 \cdot 10^6$	ДС2
		Коммутация цепей высокой индуктивности	25 ... 63	220	КПД-110Е—КПД-121Е	$10 \cdot 10^6$	ДС2
Переменный	Контактор	Коммутация главных цепей	100 ... 250	660	КТ-6012Б—КТ-6032Б КТ-6013Б—КТ-6033Б	$10 \cdot 10^6$	АС3
		Коммутация главных цепей	400	660	КТП-6042	$10 \cdot 10^6$	АС3
		Коммутация главных цепей	100 ... 250	380	КТПВ-622—КТПВ-624	$20 \cdot 10^6$	АС3
		Коммутация главных цепей	63	380	КТП-121Е	$10 \cdot 10^6$	АС3
		Коммутация главных цепей	63	380	ПМА-4000	$16 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^6$
Магнитный пускатель	Магнитный пускатель	Коммутация цепей тормозов, гидротолкателей и т. п.	10 ... 25	380	ПМЛ-110—ПМЛ-210	$10 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^6$

16.17. Характеристика реле крановых магнитных контроллеров

Ток	Аппарат	Назначение	Тип	Диапазон выдержки времени	Диапазон срабатывания, % номинального	Механическая износоустойчивость						
Постоянный	Реле времени	Контроль времени пуска и торможения	РЭВ-811—РЭВ-818	0,4 ... 3,8	60	$10 \cdot 10^6$						
							Реле напряжения	Контроль напряжения срабатывания	РЭВ-821—РЭВ-825	—	35 ... 80	$10 \cdot 10^6$
Переменный	Промежуточное реле	Блокировки в схемах	РПЛ-14—РПЛ-23	—	80	$16 \cdot 10^6$						
							Контактная приставка к промежуточному реле	То же	ПКЛ-40—ПКЛ-04	—	—	$16 \cdot 10^6$

**16.18. Значение коэффициента  $K_{ик}$  для различных систем управления**

Система управления	Группа режима работы механизмов кранов				
	1М ... 2М	3М	4М	5М	6М
МК-ДП	0,75	0,85	1,0	1,2	1,6
МК-АДД	0,8	0,9	1,0	—	—
МКП-АДФ	0,75	0,85	1,0	1,3	1,8
МКИ-АДФ	—	—	—	—	—
МКД-АДФ	0,7	0,82	1,0	1,2	1,7
МКБ-АДФ	—	—	0,85	1,0	1,2
ТРН-АДФ	0,7	0,82	0,9	1,0	1,5
ТП-ДП	0,7	0,82	0,9	1,0	1,3
Г-Д	—	—	—	—	—
МП-АДК	24	2,5	4,0	—	—

С учетом условий коммутации цепей электродвигателей и группы режима (3М ... 6М) механизмов номинальная сила тока магнитных контроллеров

$$I_{н} \geq I_p K_{ик}$$

где  $I_p$  — расчетная сила тока, соответствующая расчетной мощности привода;  $K_{ик}$  — коэффициент использования тока для механизмов группы режима 3М ... 6М (табл. 16.18).

Магнитные контроллеры переменного тока общего назначения (системы управления МКП-АДФ, МКИ-АДФ, МКД-АДФ, ТРН-АДФ). Эти контроллеры предназначены для управления асинхронными крановыми электродвигателями с фазным ротором, используемыми на грузоподъемных кранах машиностроительных предприятий. Магнитные контроллеры изготавливают в виде панелей каркасно-реечной конструкции с установкой аппаратов и клеммных сборок непосредственно на металлические рейки или рамы. Монтажные провода цепей управления внутреннего монтажа группируют в пучки и прокладывают в пластмассовых коробах. Эти провода не касаются металлических заземленных частей магнитных контроллеров. В главной цепи короткие соединения между аппаратами выполнены в виде мед-

ных шин или отрезков проводов соответствующего сечения, а внешний подвод осуществляется с помощью кабелей внешнего монтажа кранов непосредственно к зажимам аппаратов.

Магнитные контроллеры этой серии имеют климатическое исполнение У, ХЛ и Т, категорию размещения 3 и степень защиты IP00. Поэтому в открытом исполнении эти магнитные контроллеры могут быть использованы только на кранах, работающих в производственных помещениях, закрытых от проникновения атмосферных осадков, и в условиях нормальной влажности (ГОСТ 15150—69). В других случаях магнитные контроллеры должны быть размещены в шкафах или специальных помещениях.

Магнитные контроллеры данной серии предназначены для управления механизмами группы 1М ... 5М при напряжении главной цепи 220, 380 и 415 В, частоте 50 Гц или напряжении 380 и 440 В, частоте 60 Гц. Напряжение цепи управления соответствует напряжению главной цепи. Типовые обозначения магнитных контроллеров — ТА, ДТА, ТСА, ТСД, ДТД, ТД, БОК, Б, ТТЗ, ДТТЗ. Характеристика магнитных контроллеров переменного тока общего назначения приведена в табл. 16.19, а размеры — в табл. 16.20.

Магнитные контроллеры, не имеющие гарантированного регулирования скорости, ТА, ДТА, ТСА при использовании переключения между рабочими положениями и положением отключения могут обеспечить фактическое регулирование скорости (1 : 3) относительно номинальных значений (1 : 3). Магнитные контроллеры без встроенной максимальной защиты ТА, ДТА, ТСА должны быть защищены максимальными реле, устанавливаемыми на общей защитной панели крана. При использовании в электроприводах механизмов передвижения более двух двигателей, кроме основного магнитного контроллера ДТА-160, ДТА-250, должен быть введен один магнитный контроллер ДТА-161 на каждые два дополнительных приводных двигателя. Эти магнитные контроллеры используют для коммутации резисторов роторных цепей.

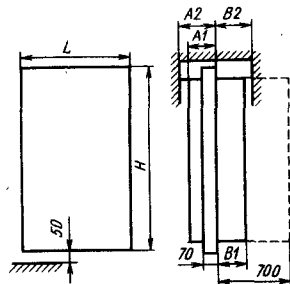
**16.19. Характеристика магнитных контроллеров переменного тока общего назначения**

Система управления	Механизм	Максимальная номинальная сила тока, А	Число управляемых двигателей	Диапазон регулирования скорости	Тип магнитного контроллера	Номинальная сила тока при $I_B = 100\%$ , А	Наибольшая включаемая сила тока, А	Наибольшая расчетная мощность двигателя, кВт, при напряжении 380 В и группе режима механизма					Командо-контроллер												
								1М ... 3М	4М	5М	1М ... 2М	3М		4М	5М	6М									
МКП-АДФ	Подъема (крюковой)	—	1	—	ТА-160	160	700	85	70	55	—	—	—	ККП-1206											
															Передвижения	—	—	—	ТА-63	63	250	37	30	22	—
	—	—	—	—	ДТА-63	63	250	2 × 18,5	2 × 15	2 × 11	—	ККП-1130													
													—	—											
	—	—	—	—	ДТА-160	160	700	2 × 37	2 × 30	2 × 22	—	—													
													Подъема (крюковой)	—	+	1	1 : 8	ТСД-60	60	200	37	30	25	—	—
Подъема (крюковой)	—	+	1	1 : 8	ТСД-160	160	700	85	70	58	—	—													
													Подъема (грейферный)	—	+	1	1 : 8	ТСД-250	250	1100	140	110	90	—	—
Подъема (грейферный)	—	+	1	1 : 8	ТСД-400	400	1700	250	200	160	—	—													
													Подъема (грейферный)	—	+	1	1 : 8	ТСДГ-160	160	700	85	70	58	—	—

Продолжение табл. 16.19

Система управления	Механизм	Максимальная нагрузка защита	Число управ-ляемых двигателей	Диапазон регулирования скорости	Магнит кон-тролера	Номинальная сила тока при ПВ = 100 %	Наибольшая сила тока включения, А	Наибольшая расчетная мощность двигателя, кВт, при напряжении 380В и группе режима механизма			Командо-контроллер
								1М ... 3М	4М	5М	
МКИ-АДФ	Передвижения	+	1	1 : 10	(БОК-6500) Б6505	63	250	30	22	18	ККП-1130
								2 × 30	2 × 22	2 × 18	
								2 × 37	2 × 30	2 × 22	
								85	78	70	
								2 × 42	2 × 37	3 × 30	
								140	130	110	
ТРН-АДФ	Подъема (крюковой)	+	1	1 : 10	ТТЗ-160	160	700	140	130	110	ККП-1138
								2 × 18,5	2 × 15	2 × 11	
								2 × 37	2 × 30	2 × 22	
								85	78	70	
								2 × 42	2 × 37	3 × 30	
								140	130	110	
МКД-АДФ	Передвижения	+	2	1 : 8	ДТД-63	63	250	2 × 37	2 × 30	2 × 22	ККП-1138
								2 × 37	2 × 30	2 × 22	
								2 × 37	2 × 30	2 × 22	
								2 × 37	2 × 30	2 × 22	
								2 × 37	2 × 30	2 × 22	
								2 × 37	2 × 30	2 × 22	

## 16.20. Размеры (мм) магнитных контроллеров переменного тока



Магнитный контроллер	H	L	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	Масса, кг
ТА-63	1200	400	125	145	190	230	50
ДТА-63	1200	400	125	145	190	230	60
ТА-161	1700	400	125	145	190	260	60
ДТА-160, ТСН-160	1700	400	125	145	190	260	85
ДТА-161	1700	400	125	145	190	260	85
ДТА-162	1700	400	125	145	190	260	80
ТСА-161	1700	800	125	145	190	260	100
ТТЗ-63	1200	1000	125	145	320	400	195
ТТЗ-160	1700	1000	125	145	375	400	245
ТТЗ-250	1700	1100	125	145	450	500	325
ДТТЗ-160	1700	1000	125	145	375	400	250
ДТТЗ-63	1200	1100	125	145	320	400	230
ТН-63, ДТД-63	1700	1300	125	145	190	230	220
К-63	1510	700	180	200	195	195	160
К-160	1510	1000	180	200	200	350	310
К-250	1520	1400	180	200	260	430	345
ДК-63	1520	1000	180	200	195	195	200
ДК-160	1520	1700	180	200	200	350	450
ДК-250	1520	2500	180	200	260	430	800
КС-160	1520	1000	180	200	200	350	285
КС-250	1520	1500	180	200	260	430	370
КС-400	1520	1700	180	200	320	340	475
ДКС-250	1520	2600	180	200	260	430	900
ДКС-400	1520	2900	180	200	320	340	935
БКП	1000	636	—	50	—	265	43
ТСД-60	1200	500	125	145	190	230	100
ТСД-160	1700	950	125	145	190	260	160
ТСД-250	1700	1050	125	145	190	260	200
ТСД-400	1800	2000	125	145	190	260	500
КСДБ-160	1520	1600	180	200	200	350	550
КСДБ-250	1520	2000	180	200	260	430	700
КСДБ-400	1520	2000	180	200	320	340	1000
ТС-25, ТСН-60, ТС-63	1200	400	125	145	190	230	40
БОК-5501	850	800	125	145	190	290	48
БОК-6501	850	1200	125	145	190	290	60

Продолжение табл. 16.20

Магнитный контроллер	H	L	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	Масса, кг
ПБ-501	1700	1800	125	145	200	300	600
ПБ-701	1700	650	125	145	200	300	110
ПОК-6505, ПОК-6511	1800	800	125	145	190	260	85
БОК-6505, Б-6506	1200	750	125	145	190	230	85
ТНК-63 (Б-5701)	1200	400	125	145	190	230	40
Б-6505	1200	600	125	145	190	230	70

Магнитные контроллеры ТСД обеспечивают устойчивое регулирование скорости (1:8) при опускании груза благодаря динамическому торможению способом самовозбуждения при питании статорных обмоток выпрямленным током со стороны ротора.

Магнитные контроллеры ПОК, БОК обеспечивают устойчивое регулирование скорости (1:10) в I и III квадрантах благодаря импульсному переключению резистора роторной цепи с помощью управляемого в режиме «включено—выключено» выпрямительного моста в цепи ротора.

Магнитные контроллеры ТТЗ, ДТТЗ обеспечивают устойчивое регулирование скорости (1:10) путем автоматического регулирования напряжения, подводимого к статору двигателя, при помощи тиристорного регулятора напряжения с обратной связью по скорости.

Магнитные контроллеры ДТД обеспечивают устойчивое регулирование скорости (1:8).

Магнитные контроллеры для металлургической промышленности (системы управления МКП-АДФ, МКБ-АДФ). Для механизмов с высокой интенсивностью использования группы режима 6М, а также для кранов, используемых в металлургическом производстве, в том числе крупных литейных цехах машиностроительных предприятий, применяют магнитные контроллеры серии К, ДК, КС, ДКС, КСДБ. Основными особенностями этих магнитных контроллеров является применение контакторов с электромагнитным приводом постоянного тока и расположение аппаратуры на изоля-

ционных досках из теплостойкого материала.

Магнитные контроллеры категорий размещения У2...У3 должны быть смонтированы на кранах в шкафах, иметь группу режима 6М, степень защиты IP22, а для кранов в металлургическом производстве степень защиты шкафов должна быть не менее IP42. Магнитные контроллеры тропического исполнения поставляют в шкаф с степенью защиты IP43. Напряжение главных цепей 380 и 415 В, частота 50 Гц; 380 и 440 В, 60 Гц. Цепи управления постоянного тока имеют напряжение 220 В от отдельного источника.

Основными коммутационными аппаратами являются контакторы типа КТПВ-600, КТП-121, а также контакторы постоянного тока КПВ-600. Характеристика магнитных контроллеров этих типов приведена в табл. 16.21.

Магнитные контроллеры типа К, КС, ДК, не имеющие гарантированного регулирования скорости, при использовании способа постоянных переключений между рабочими положениями и положениями отключения могут обеспечить фактическое регулирование скорости (1:3) относительно номинальных значений.

Магнитные контроллеры КСДБ обеспечивают устойчивое регулирование скорости (1:8) при опускании груза. Магнитные контроллеры КСДБ имеют встроенную нулевую защиту, высокую коммутационную износостойкость благодаря тиристорной бездуговой коммутации цепей статора и ротора двигателя и надежное торможе-

16.21. Характеристика магнитных контроллеров типа К, ДК, КС, ДКС, КСДБ

Система управления	Механизм	Число управляемых двигателей	Магнитный контроллер	Диапазон регулирования скорости	Номинальная сила тока при ПВ = 100% A	Наибольшая сила тока включения A	Механическая износостойкость, млн. циклов ВО	Коммутационная износостойкость, млн. циклов ВО	Наибольшая расчетная мощность двигателя, кВт, при напряжении 380 В для механизмов группы режима			Командо-контроллер											
									4М	5М	6М												
МКП-АДФ	Подъема (крюковой)	1 1	КС-160 КС-250	—	160 250	700 1100	10 10	2,5 2,5	70 110	55 80	40 60	ККП-1207											
													2 2	ДКС-160 ДКС-250	—	2×160 2×250	200 700 1100	10 10 10	2,5 2,5 2,5	30 70 110	22 55 80	15 40 60	ККП-1130
													2 2 2 2	ДК-63 ДК-160 ДК-250 ДК-250	—	63 160 250 250	200 700 1100 2×1100	10 10 10 10	2,5 2,5 2,5 2,5	2×11 2×37 2×55 2×110	2×11 2×30 2×40 2×80	70 110 200	55 90 160
МКБ-АДФ	Подъема (крюковой) и грейферный	1 1 1	КСДБ-160 КСДБ-250 КСДБ-400	1:8 1:8 1:8	160 250 400	700 1100 1800	16 16 16	6,3 6,3 6,3	85 130 230	70 110 200	55 90 160	ККП-1125											

16.22. Характеристика магнитных контроллеров ТС, ТН, ТСН, ТНК

Система управления	Механизм	Двигатель	Диапазон регулирования	Магнитный контроллер	Номинальная сила тока при ПВ = 100%, А	Наибольшая сила тока включения, А	Механическая износостойкость, млн. циклов ВО	Наибольшая расчетная мощность двигателя, кВт, при напряжении 380 В для механизмов группы режима		Степень защиты от окружающей среды
								1М...3М	4М	
МП-АДК	Подъема и передвижения	Однокоростной короткозамкнутый	—	ТС-25	25	110	5	11	8,5	IP42
МК-АДД	Подъема	Двухкоростной короткозамкнутый с двумя отдельными обмотками	1:6	ТСН-60 ТСН-160	63	200 500	5 5	22	18,5	IP00
	Передвижения		1:3		63			200	5	22
				(Б-5701)				2×11	2×8,5	

вне способом динамического торможения с самовозбуждением при опускании груза.

Магнитные контроллеры для кранов, управляемых с пола, и облегченных кранов (системы управления МК-АДД, МК-АДК, МК-АДФ). В связи с расширением зон обслуживания рабочими основных технологических процессов все большее число мостовых кранов различного назначения группы режима 1К...3К и частично даже 5К переводится на управление с пола, т. е. функции машиниста крана передаются рабочему основного технологического процесса производства. При этом невозможно применить традиционные системы управления кранами, так как необходимо либо снизить рабочие скорости всех механизмов крана в 2—3 раза, либо каждый механизм должен иметь две фиксированные скорости — установочную и номинальную. В первом случае для привода применяют обычные асинхронные короткозамкнутые двигатели для обеспечения необходимой плавности пуска, включаемые через резисторы в статорной цепи. Однако для повышения производительности кранов начинают широко использовать двухкоростные короткозамкнутые двигатели с двумя обмотками на статоре. Эти двигатели коммутируются магнитными контроллерами с кнопочным управлением. Для систем первой группы применяют магнитные контроллеры типа ТС с двумя ступенями резисторов в каждой фазе статора. Для систем второй группы используют магнитные контроллеры ТН и ТСН, предназначенные для механизма группы режима 1М...4М, с невысокой коммутационной износостойкостью. Их механическая износостойкость составляет  $5 \times 10^6$  циклов ВО. Конструктивное исполнение — реечное, с использованием в качестве коммутационных аппаратов магнитных пускателей ПМА-4000, контакторов КТП-121 и КТ-6012.

Характеристика магнитных контроллеров для управления с пола приведена в табл. 16.22, а размеры — в табл. 16.20. Магнитные контроллеры имеют встроенную тепловую защиту короткозамкнутых электродвигателей.

В последнее время для мостовых кранов грузоподъемностью 10...50 т машинностроительных предприятий, работающих в условиях, соответствующих группе режима 3К...5К и выполняющих грузоподъемные операции повышенной точности (монтажно-сборочные работы), было начато производство комплектных устройств управления. Эти устройства управления при обеспечении глубокого регулирования скорости механизмов и высокой точности их установки в заданных координатах просты и удобны в обслуживании.

Комплектное устройство для мостовых кранов грузоподъемностью 10...50 т имеет высоту 1200, ширину 1800 и глубину 230 мм. В комплектное устройство входит магнитный контроллер ТСД-60 для управления электроприводом подъема мощностью до 30 кВт с диапазоном регулирования 1:8, панель защиты с линейным контактором и комплектом максимальных реле, две панели управления приводами моста мощностью до  $2 \times 11$  кВт и тележки мощностью до 7,5 кВт.

Электроприводы управляются силовыми кулачковыми контроллерами кранового пульта с использованием тиристорного блока импульсно-ключевого регулирования. Диапазон регулирования скорости электроприводов передвигания 1:10. Механическая износостойкость комплектного устройства  $5 \times 10^6$  циклов ВО, а коммутационная износостойкость  $0,5 \times 10^6$  циклов ВО. При мощности привода, указанной выше, для кранов группы 3К срок службы комплектных устройств до ремонта 7...8 лет; комплектные устройства предназначены для эксплуатации в помещениях (климатическое исполнение У и категория размещения 3); степень защиты IP00.

## 16.7. АППАРАТУРА ЗАЩИТЫ

По назначению, специфике работы и конструктивным особенностям грузоподъемные краны относятся к категории оборудования, имеющего повышенную опасность. В свою очередь, надежная работа кранового электрооборудования, получающего питание от мощных общезаводских электри-

ческих сетей, во многом зависит от устойчивости всех элементов разветвленной сети питания крановых электроприводов к токам короткого замыкания. Вероятность короткого замыкания в цепях и элементах электрооборудования кранов значительно выше, чем у стационарных механизмов, вследствие того, что при работе кранов создаются вибрация, сотрясения и ускорения. Расположение крановых механизмов в верхней части зданий, где концентрация пыли и газов значительно выше, чем в специальных электротехнических помещениях, также ухудшает условия эксплуатации.

Для крановых механизмов с большим числом токопереходов, стальными троллеями или относительно длинными питающими кабелями сила тока короткого замыкания в значительной мере определяется активными сопротивлениями этих элементов. Сила тока короткого замыкания в пределах электрической сети переменного тока кранового механизма к концу второго периода, т. е.  $t_{к.з.} = 0,04$  с:

$$I_{к.з.} \phi = 12I_n + U^2/100 (\lg P - 1)^2, \quad (16.3)$$

где  $I_n$  — допустимая сила тока в сети, в которой произошло короткое замыкание;  $P$  — мощность трансформатора (или генератора), питающего фидера, кВт·А.

Сила тока короткого замыкания в момент времени  $t_{к.з.} = 0,01$  с может составлять 150...200% силы тока короткого замыкания, определяемого по формуле (16.3). Для обеспечения стойкости коротким замыканиям аппаратура должна иметь динамическую устойчивость в пределах силы тока короткого замыкания по формуле (16.3) и односекундную термическую устойчивость к силе тока, составляющей не менее 30%  $I_{к.з.} \phi$ . Защитное устройство на фидере должно быть рассчитано на отключение тока короткого замыкания, а защита на кране, срабатывающая в течение времени, превышающем 0,06 с, должна быть рассчитана на отключение цепи, по которой течет ток силой, составляющей 40%  $I_{к.з.} \phi$ .



Общую защиту крановых электроустановок при суммарной мощности до 250 кВт электродвигателей переменного тока и 150 кВт электродвигателей постоянного тока следует осуществлять автоматическими выключателями серии А3700. Для мощных кранов с силой тока в питающих фидерах 1000 А и более в качестве защитных устройств следует использовать воздушные выключатели АМ8-АМ15. В отдельных цепях электроприводов при сечении отходящих проводов до 2,5 мм<sup>2</sup> можно применять установочные автоматы АП-50, АК-63, АСТ-25, АЕ-2000 и другие с отключающей способностью силы тока не менее 1200 А. Поскольку двигатели электрогидравлических толкателей тормозов получают питание от мощных сетей, они, как правило, должны иметь индивидуальную защиту в виде автоматических выключателей.

При выборе уставки электромагнитного расцепителя защитного автомата в цепях электроприводов переменного тока необходимо учитывать его быстроедействие. Современные автоматы срабатывают в течение первого периода, поэтому они могут реагировать на аperiodическую составляющую силы пускового тока асинхронного электродвигателя. С учетом отстройки от аperiodической составляющей силы пускового тока и допустимых разбросов силы пускового тока сила тока отсечки электромагнитного расцепителя автомата

$$I_{ср} \geq 1,8I_{п.дв} + \sum I_{ст.дв}/(0,3m),$$

где  $I_{п.дв}$  — расчетное значение силы пускового тока двигателя, защищаемого автоматом;  $I_{ст.дв}$  — сила тока нагрузки двигателей других механизмов в установленном режиме;  $m$  — число электроприводов крана.

Поскольку ток короткого замыкания не должен разрушать коммутационный аппарат до его отключения, необходимо при выборе аппаратов и сечений проводов соблюдать определенные соотношения, обеспечивающие термическую прочность аппарата. Полагая, что термическая прочность большинства аппаратов, применяемых в крановом электроприводе, состав-

ляет  $10I_{н}$  в течение 1 с, соотношение между максимально допустимым сечением кабеля и номинальной силой тока аппарата должно быть следующим:

$$\Delta = 4 \left( \lg \frac{I_{к.з.ф}}{1000} \right) \left( \frac{200I_{н.а}}{I_{к.з.ф}} \right)^2,$$

где  $I_{н.а}$  — номинальный ток аппарата, А.

Соотношение показывает, что при силе тока короткого замыкания на фидере более 8000 А аппараты силой тока 25 А устанавливать недопустимо; аппараты силой тока 63 А могут быть использованы только при сечениях кабеля не более 6 мм<sup>2</sup>, а аппараты силой тока 100 А при сечениях кабеля не более 16 мм<sup>2</sup>.

Крановые электроприводы имеют следующие основные типы защитных устройств: максимальную защиту, предназначенную для отключения электропривода от сети при возникновении в защищаемой цепи недопустимой силы тока; нулевую защиту, предназначенную для отключения электропривода при прекращении или перерыве подачи питания от источника электроэнергии; разновидностью нулевой защиты является нулевая блокировка, исключающая самопуск электродвигателя при восстановлении питания на подводящем фидере, если орган управления находится в рабочем положении; конечную защиту, предотвращающую перемещение движущихся конструкций при превышении допустимых значений.

Защита кабельной сети электроприводов крана осуществляется с помощью реле максимального тока мгновенного действия, а при необходимости может выполняться установочными автоматами.

В соответствии с Правилами Госгортехнадзора электроприводы кранов должны иметь нулевую блокировку, т. е. при перерыве питания электропривод должен отключаться, а его повторное включение возможно только после возвращения органа управления в нулевое положение. Это требование не распространяется на системы кнопочного управления с пола, имеющие кнопки с самовозвратом. Наличие нулевой блокировки исключает само-

## 16.23. Характеристика реле РЭО-401

Реле	Электромагнитное реле	Сила тока катушки, А		Предел регулирования силы тока, срабатывания А	Размер выводных зажимов катушки
		при $I_{пв} = 100\%$	при $I_{пв} = 40\%$		
2ТД.304.096.2	6ТД.237.004.1	320	480	420 ... 1280	M12
2ТД.304.096.4	6ТД.237.004.2	250	375	325 ... 1000	M12
2ТД.304.096.6	6ТД.237.004.3	160	240	210 ... 640	M10
2ТД.304.096.8	6ТД.237.004.4	100	150	130 ... 400	M8
2ТД.304.096.10	—	63	95	92 ... 252	M8
2ТД.304.096.12	6ТД.237.004.6	40	60	52 ... 160	M6
2ТД.304.096.14	6ТД.237.004.7	25	38	33 ... 100	M6
2ТД.304.096.16	—	16	24	21 ... 64	M6
2ТД.304.096.18	6ТД.237.004.9	10	15	13 ... 40	M6
2ТД.304.096.20	6ТД.237.004.10	6	9	8 ... 24	M6
2ТД.304.096.22	—	4	6	5,2 ... 16	M6

пуск электроприводов кранов, а также повторное включение при срабатывании различных защит. Для защиты цепей кранового электрооборудования от перегрузок применяют электромагнитное реле мгновенного действия типа РЭО-401 (табл. 1.23), используемое в цепях переменного и постоянного тока. Для защиты короткозамкнутых электродвигателей тепловые реле типа ТРТ (табл. 16.24) устанавливают в панелях управления и пускателях.

В соответствии с требованиями Госгортехнадзора каждый кран должен оборудоваться устройством подачи питания к электроприводам механизмов, причем включение, т. е. подача питания, может осуществляться после отпирания включающего устройства с помощью индивидуального ключа-марки. В свою очередь, ключ не может быть изъят без выполнения операции отключения. На всех кранах с электроприводом индивидуальный ключ-марка применяется в за-

## 16.24. Характеристика реле серии ТРТ

Реле	Номинальная сила тока, А	Номинальная мощность реле, Вт	Реле	Номинальная сила тока, А	Номинальная мощность реле, Вт
ТРТ-111	1,75	6	ТРТ-122	11,5	6
ТРТ-112	2,5	6	ТРТ-131	14,5	10
ТРТ-113	3,5	6	ТРТ-132	18,0	10
ТРТ-114	5,0	6	ТРТ-133	22,0	10
ТРТ-115	7,0	6	ТРТ-134	28,0	11
ТРТ-121	9,0	6	ТРТ-135	35,0	12

Примечания: 1. Время срабатывания с холодного состояния при силе тока срабатывания  $6I_{ном}$  4—15 с.

2. Сила тока несрабатывания при температуре окружающей среды  $+20^\circ\text{C}$  составляет  $1,3I_{ном}$ .



## 16.25. Характеристика защитных панелей

Тип	Каталожный номер	Напряжение, В	Номинальная сила тока длительного режима, А	Число максимальных реле РЭО-401	Назначение	Максимальная сила коммутационного тока, А
ПЗКБ-250	ЗТД.660.046.1	220	250	8	Магнитные и кулачковые контроллеры	1600
	ЗТД.660.046.2				Кулачковые контроллеры	
	ЗТД.660.046.3	380			Магнитные и кулачковые контроллеры	
	ЗТД.660.046.4				Кулачковые контроллеры	
ПЗКБ-400	ЗТД.660.047.1	220	400	12	Магнитные и кулачковые контроллеры	2500
	ЗТД.660.047.3	380				

защитной панели или на пульте управления. Защитная панель крана является комплектным устройством, в котором расположены: общий рубильник питания крана (или группы механизмов), линейный контактор для нулевой защиты и размыкания цепи

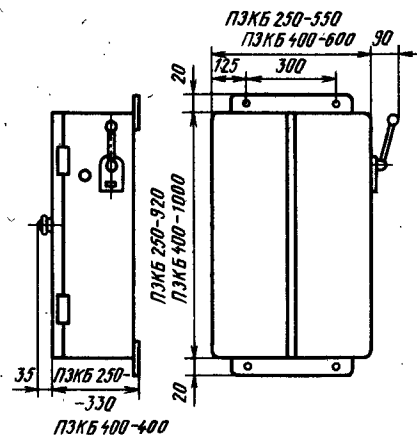


Рис. 16.4. Защитная панель

при срабатывании нулевой защиты, предохранители цепи управления, комплект максимальных реле, а также кнопка и пакетный переключатель, используемый в цепях управления.

Большинство кранов снабжены защитными панелями ПЗКБ-250 и ПЗКБ-400 (для кранов, получающих питание от сети переменного тока).

Характеристика защитных панелей приведена в табл. 16.25, а размеры показаны на рис. 16.4. Схема цепей управления защитных панелей приведена на рис. 16.5.

В зависимости от общей мощности электроприводов механизмов крана защитные панели используют для питания всех электродвигателей через главные цепи (в пределах максимальной силы тока, указанной в табл. 16.25) либо через защитную панель. В последнем случае питание получает только группа электродвигателей, а наиболее мощный электропривод, имеющий собственный узел защиты, получает питание непосредственно от вводного фидера крана. При этом через защитную панель должна полу-

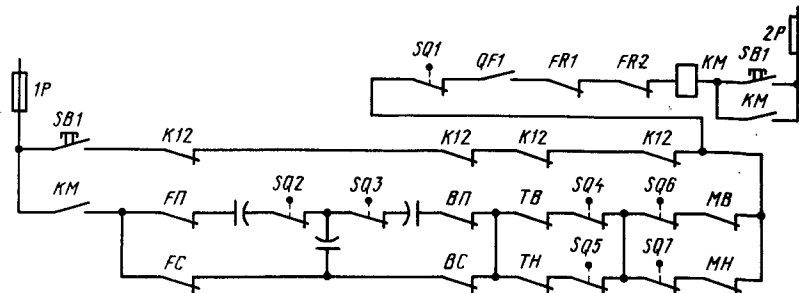


Рис. 16.5. Схема цепей управления защитной панели

чать питание цепей управления либо только нулевые реле магнитных контроллеров серии К и КС. При таких способах включения обеспечивается функция блокирования при помощи защитной панели, если даже через нее не проходят питание главных цепей.

Основным назначением защитной панели (помимо функции блокирования включения) является обеспечение максимальной и нулевой защиты электроприводов, управляемых при помощи кулачковых контроллеров или магнитных контроллеров, не имеющих устройств защиты. Для кранов вводится новая система комплектования электрической защиты.

От главных токосъемников или кабельного барабана провод при суммарной мощности приводов до 125 кВт выводится в кабину управления, где расположен блок защиты: ящик с автоматическим выключателем (сила тока 160—250 А), снабженный индивидуальным ключом-маркой. Этот ключ-марка выполняет также роль кнопки для восстановления защиты. Далее от блока защиты в кабине могут получать питание все приводы крана.

Если кран имеет приводы только с помощью силовых контроллеров (суммарная мощность приводов до 80 кВт), то последовательно с блоком защиты включается блок линейного контактора в виде ящика со степенью защиты IP42, размещаемого на посадочной площадке кабины, либо на мосту. В этом блоке размещены линейный контактор (сила тока 160 А)

и группы реле защиты, состоящие из шести реле РЭО-401 или четырех реле РЭО-401 и двух тепловых реле ТРТ. От блока получают питание отдельные электроприводы крана. Если один или несколько приводов кранов имеют собственную защиту в схеме магнитного контроллера (панели управления), то их главные цепи могут получать питание непосредственно от автомата в кабине управления, а цепи управления должны получать питание от блока с линейным контактором.

Для кранов с суммарной мощностью приводов более 125 кВт каждый привод мощностью от 80 до 125 кВт должен получать питание от своего блока с автоматическим выключателем. В этом случае их устанавливают в месте соответствующего магнитного контроллера. В кабине установлен блок с автоматическим выключателем, через который питаются все цепи управления, а также электроприводы с суммарной мощностью до 80 кВт. Для защиты цепей питания электроприводов кранов мощностью от 125 до 220 кВт (электродвигатели 4MT-3551 10) следует применять автоматические выключатели (сила тока 400 А) типа АЗ730 и располагать их вблизи магнитных контроллеров этих электроприводов.

Таким образом, защита проводов от главных токосъемников до автоматического выключателя на кране осуществляется фидерным автоматом питания крана. Провода от блока защиты на кране до линейного контактора каждого из приводов защищаются

автоматом блока защиты. Защита проводов, направленных от линейного контактора, осуществляется максимальными или тепловыми реле в блоке линейного контактора или в магнитном контроллере (панели управления).

Учитывая, что от автомата к кабине могут быть направлены две группы проводов (к линейному контактору магнитного контроллера и линейному контактору остальных приводов), сечение этих проводов следует выбирать по силе тока уставки этого автомата. Таким образом, силовые цепи крана защищены двумя специальными блоками: блоком с автоматом (сила тока до 250 А) и блоком линейного контактора (сила тока 160 А), а также линейными контакторами магнитных контроллеров. Блок автомата имеет степень защиты IP20. Блок линейного контактора имеет степень защиты IP42. У кранов, работающих на открытом воздухе, блок линейного контактора следует помещать под навесом. Схема цепей управления блока линейного контактора показана на рис. 16.5.

### 16.8. РЕЗИСТОРЫ ДЛЯ ГЛАВНЫХ ЦЕПЕЙ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

**Общие сведения.** Пускаторные и регулировочные резисторы в крановых электроприводах используют при параметрических методах регулирования. Получение механических характеристик, обеспечивающих заданные показатели регулирования и пускаторные параметры, достигается введением активных сопротивлений в цепи обмоток двигателей. При выборе и включении резисторов в главные цепи электроприводов следует обеспечить необходимые механические характеристики электропривода и рассеяние пускаторных потерь в соответствии с расчетным режимом работы механизма.

В комплектах крановых электроприводов каждой схеме соответствуют определенные механические характеристики, выражающие зависимость частоты вращения вала электродвигателя от момента на его валу. Как правило, эти механические характери-

стики изображаются в относительных единицах (в долях от номинальных значений частоты вращения и момента). В частности, для асинхронных двигателей в долях от синхронной частоты вращения, принятой за единицу.

Применительно к этим механическим характеристикам сопротивлений ступеней резисторов указывают в относительных единицах (в процентах от номинального сопротивления), а расчетные значения силы тока длительного режима этих ступеней указывают в процентах от номинальной силы тока двигателя при ПВ = 40 %.

Номинальное электрическое сопротивление (Ом) ступеней резисторов для двигателя постоянного тока

$$R_n = U_n / I_n;$$

для двигателей переменного тока

$$R_n = U_p / (\sqrt{3} I_{н.р.}),$$

где  $U_n$  — номинальное напряжение в сети, В;  $I_n$  — номинальная сила тока якоря при ПВ = 40 %;  $U_p$  — напряжение на кольцах заторможенного разомкнутого ротора, В;  $I_{н.р.}$  — номинальная сила тока ротора при ПВ = 40 %.

Конкретные значения сопротивлений ступеней резисторов и силы тока могут быть определены по формулам:

$$R = R_{отн} R_n / 100; I = I_{отн} I_{н.р} / 100.$$

В табл. 16.26 и 16.27 приведены типовые параметры ступеней резисторов наиболее употребляемых схем.

**Блоки резисторов.** Блоки резисторов komponуют из отдельных элементов, объединяемых в самостоятельное устройство. Резисторы характеризуются следующими параметрами: активным сопротивлением (Ом); мощностью в установившемся режиме (Вт), т. е. количеством теплоты, выделяемой за 1 с при расчетной температуре активной части резистора; режимом работы рассеяния теплоты с продолжительностью включения ПВ = 12,5; 17,7; 25; 35; 50 и 100 % при длительности цикла 60 с, либо кратковременным режимом 20, 30, 60 и 180 с.

### 16.26. Сопротивления ступеней резисторов и их расчетная сила тока для электроприводов переменного тока с кулачковыми контроллерами

Контроллер					
ККТ-61А, ККТ-62А		ККТ-68А		ККТ-65А	
Ступень	Сопротивление (числитель) и сила тока (знаменатель)	Ступень	Сопротивление (числитель) и сила тока (знаменатель)	Ступень	Сопротивление (числитель) и сила тока (знаменатель)
P1-P5	29/65	P1-L4	9/54	P1-P4 P2-P5 P3-P6	10/84
P5-P61	170/19	P4-P7	31/35	P4-P7	30/55
P61-P6	75/19	P7-P71	60/35	P6-P9	74/41
P2-P4	9/59	P71-P10	40/35	P7-P10	61/44
P4-P62	87/35	P1-P11	17/29	P8-P10	
P62-P6	35/35	P11-P14	76/17,5	P9-P10	
P3-P6	61/50				

**Примечание.** В числителе указаны сопротивления ступеней в % от номинального сопротивления  $R_n$ ; в знаменателе указана расчетная сила тока (ПВ = 100 %) в % от номинальной силы тока двигателя при ПВ = 40 %.

### 16.27. Сопротивления (числитель) ступеней резисторов и их расчетная сила тока (знаменатель) для электроприводов переменного тока с магнитными контроллерами типа К, ТА, ТСА, БОК, ТСД, КС

Ступень резистора	ТА, К	ТСА, КС	Б6506 (БОК-6500)	ТСД	ТА, К	ТСА, КС
	Сила тока ротора до 60 А				Сила тока ротора от 60 до 160 А	
P1-P4	15/83	—	5/83	6,5/83	5/83	5/83
P4-P7	20/59	—	10/59	13/59	10/59	10/59
P7-P10	40/50	—	15/59	26/50	20/50	20/59
P10-P13	120/21	—	50/50	90/30	40/42	27/50
P13-P16	—	—	100/30	—	120/21	76/42
P4-P10	—	—	—	—	—	—
P10-P16	—	—	—	—	—	—
P1-P7	—	—	—	—	—	—
P7-P13	—	—	—	—	—	—
P16-P19	—	—	—	—	—	72/30

Продолжение табл. 16.27

Ступень резистора	ТАИ (ПОК-6500)	ТСД	ТА, К	ТСА, КС	ТСД
	Сила тока ротора от 60 до 160 А		Сила тока ротора более 160 А		
P1-P4	5/83	5/83	8/50	14/59	14/52
P4-P7	10/59	10/59	—	—	—
P7-P10	15/59	20/59	—	—	—
P10-P13	50/50	27/50	—	—	86/22
P13-P16	100/30	76/42	—	—	76/42
P4-P10	—	—	42/42	39/50	39/18
P10-P16	—	—	146/35	86/25	—
P1-P7	—	—	24/59	23/42	23/32
P7-P13	—	—	100/30	92/25	92/18
P16-P19	—	—	—	72/30	—

В установленном режиме соотношение между параметрами определяется известным законом Ома:

$$P_{дл} = I_{дл}^2 R,$$

где  $R$  — сопротивление блока, Ом;  $I_{дл}$  — сила тока при ПВ = 100 %, А.

При кратковременном режиме

$$P_{кр} = \frac{I_{дл}^2 R}{1 - e^{-t/T}}.$$

При повторно-кратковременном режиме

$$P_{ПВ} = \frac{I_{дл}^2 R (1 - e^{-60/T})}{1 - e^{-60\varepsilon/T}},$$

где  $t$  — время кратковременного прохождения тока, с;  $\varepsilon$  — относительная продолжительность включения резистора в долях от единицы;  $T$  — постоянная времени нагрева резистора, представляющая собой отношение теплоемкости к теплоотдаче, с.

Постоянная времени резисторов в зависимости от конструкции изменяется от 150 до 350 с.

Промышленно выпускаются три вида блоков резисторов: серии Б-6 с шестью элементами из фехральной ленты, намотанной на фарфоровые изоляторы на ребро; серии БК-12 с 12

элементами из константановой проволоки; серии БФК-12 с комбинированной компоновкой фехральных и константановых элементов.

Блоки резисторов типа Б-6 и БК-12 имеют два основных исполнения: стандартные блоки, из которых могут комплектоваться любые схемы электроприводов, и специальные блоки для конкретных типовых схем и определенной мощности исполнительных электродвигателей. Блоки БФК-12 входят только в группу специальных.

Блок представляет собой две металлических боковины, соединенные между собой двумя стальными рейками П-образного сечения. В середине этих реек имеется поперечная скоба, на которую одной стороной опираются элементы резисторов, причем второй стороной элементы опираются на специальные полки боковин. На одной из П-образных реек расположены выводные зажимы, соединенные с элементами жесткими медными проводниками. Между активными проводниками и землей имеется две ступени изоляции — фарфоровые изоляторы элементов и крепежные изоляторы элементов. Общий вид блока резисторов показан на рис. 16.6. Масса блока 22 кг.

Параметры резисторов для типовых крановых электроприводов. Для наиболее широко применяемых крановых

электроприводов с асинхронными фазными двигателями и двигателями постоянного тока последовательного возбуждения выпускают комплекты блоков крановых резисторов, при использовании которых обеспечиваются типовые механические характеристики при ПВ = 40 %. Тепловой режим блоков соответствует группе режима работы электроприводов 3М ... 5М. Хотя по интенсивности использования механизмов группы режима 3М и 5М различаются между собой, резисторы имеют практически одинаковую нагрузку, так как при группе режима 3М значительное время составляет работа на малых скоростях при включенных резисторах, а при группе режима 5М — высокое число пусков и торможений. Для унификации ступени регулирования скоростей в комплекте рассчитывают при ПВ не менее 25 %, а пускотормозные ступени при ПВ = 40 %. В табл. 17.26 и 17.27 приведена сила тока при ПВ = 100 %, пересчитанная для числа пусков 150 в час.

В табл. 16.28 и 16.29 приведены данные комплектов блоков резисторов для типовых электроприводов. В частности, для наиболее массовых электроприводов переменного тока мощностью 1,4 ... 2,7 кВт используют специальные блоки с наиболее полным использованием объема, а для комплектов постоянного тока всех мощностей и комплектов переменного тока мощностью более 27 кВт применяют стандартные блоки соответствующих исполнений.

Характеристика стандартизованных блоков Б-6 приведена в табл. 16.30, а блоков БК-12 в табл. 16.31.

Для электроприводов механизмов группы режима 6М, относительная продолжительность включения которых составляет ПВ = 60 %, блок резисторов подбирают из стандартизованных исполнений по данным табл. 16.30 и 16.31 для параметров ступеней, приведенных в табл. 16.26 и 16.27.

Блоки резисторов, входящие в комплект, монтируют на краях один над другим. При этом первый блок должен быть закреплен относительно поверхности пола на высоте 100 ...

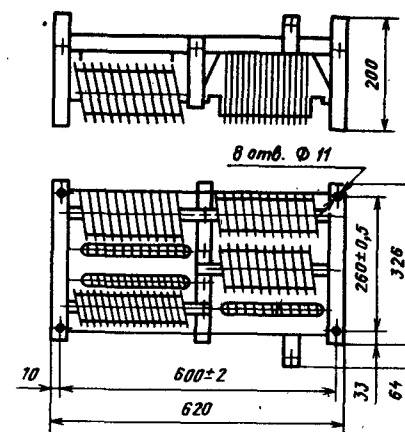


Рис. 16.6. Общий вид блоков крановых резисторов

150 мм, а над последним блоком должен быть обеспечен свободный выход нагретого воздуха; соседние группы блоков можно монтировать относительно друг друга на расстоянии не менее 200 мм.

## 16.9. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ И АППАРАТУРЫ УПРАВЛЕНИЯ

Исходными параметрами выбора электродвигателей и аппаратуры являются следующие: мощность  $P_{ст}$  статической нагрузки при перемещении груза, крана, тележки; режим работы механизма (ГОСТ 25835—83) (группа режима, число пусков в час, относительная продолжительность включения); номинальная скорость подъема  $v_n$ , перемещения  $v_r$ ; расчетное ускорение  $a_r$  при разгоне.

Режим работы механизма и его составные части выбирают согласно классификации и режиму работы кранов, приведенному в гл. 1. Номинальные скорости перемещения задаются заказчиком, и их выбирают с учетом оптимизации параметров кранов.

Нагрузки установленного движения или покоя крановых механизмов при подъеме, опускании и перемещении грузов принято называть статическими нагрузками. Мощность (кВт)

16.28. Характеристика комплектов блоков специальных резисторов для электроприводов переменного тока с кулачковыми контроллерами или пультами управления при ПВ = 25 % и ПВ = 40 % для механизмов группы режима ЗМ ... 4М

Расчетная мощность двигателя, кВт	Номинальное сопротивление, Ом	Контроллеры ККТ-61, ККТ-62 или пульты				Контроллеры ККТ-68 или пульты				Контроллеры ККТ-65			
		Тип блока резистора	Обозначение	Число блоков	Тип блока резистора	Обозначение	Число блоков	Тип блока резистора	Обозначение	Число блоков	Тип блока резистора	Обозначение	Число блоков
1,4 ... 2,8	8,5 ... 9	БК-12	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2,8 ... 5,8	5,5 ... 6	БК-12	0,7 *	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5,8 ... 9,0	5,5 ... 6	БК-12	08 *	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9,0 ... 13	1,9 ... 2,4	Б-6	26 * 27	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13 ... 17,5	1,9 ... 2,4	Б-6	26 27	1	Б-6 *	—	1	Б-6	44	Б-6	44	Б-6	1
17,5 ... 27	1,9 ... 2,4	Б-6	26 27	1	Б-6 *	—	1	Б-6	43	БКФ-12	21	БКФ-12	1
27 ... 36	1,9 ... 2,4	Б-6	22 23	1	Б-6	11	6	Б-6	39	БКФ-12	39	БКФ-12	1
36 ... 45	1,8 ... 2,0	—	—	—	Б-6	11	6	Б-6	42	—	—	—	—
45 ... 53	1,8 ... 2,0	—	—	—	Б-6	11	6	Б-6	38	—	—	—	—
53 ... 65	1,7 ... 1,8	—	—	—	Б-6	08; 11	3	Б-6	—	—	—	—	—

\* Блоки резисторов, используемые в комплекте пультов управления.

Примечания: 1. Шифр обозначения блоков-резисторов Б-6 — ИРАК 434.332.004; БК-12 — ИРАК 434.331.003; БКФ-12 — ИРАК 434.334.001. 2. Для контроллеров ККТ-62 и аналогичных схем пультов число блоков резисторов увеличивают в 2 раза.

16.29. Характеристика комплектов блоков резисторов для электроприводов переменного тока при управлении магнитными контроллерами при ПВ = 25 % и ПВ = 40 % для механизмов группы режима ЗМ ... 5М

Расчетная мощность двигателя, кВт	Номинальное сопротивление, Ом	Магнитные контроллеры ТА, ДТА, К, ДК				Магнитные контроллеры Б-6505, Б-6506 (БОК, ПОК)				Магнитные контроллеры ТСА, КС				Магнитные контроллеры ТSD			
		Тип блока	Обозначение	Число блоков в комплекте	Тип блока	Обозначение	Число блоков в комплекте	Тип блока	Обозначение	Число блоков в комплекте	Тип блока	Обозначение	Число блоков в комплекте	Тип блока	Обозначение	Число блоков в комплекте	
1,4 ... 9	5,5 ... 6	БК-12	12 13	1 1	БК-12	66 67	1 1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
9 ... 13	1,9 ... 2,4	Б-6	19	3	Б-6	77	3	Б-6	21	Б-6	21	3	—	—	—	—	
13 ... 17,5	1,9 ... 2,4	Б-6	19	3	Б-6	77	3	Б-6	21	Б-6	21	3	Б-6	36 37	1 1	—	
17,5 ... 27	1,9 ... 2,4	Б-6	19	3	Б-6	77	3	Б-6	29	Б-6	29	3	БФК-12	28	3	—	
27 ... 36	1,9 ... 2,4	Б-6	19	3	Б-6	78	3	Б-6	29	Б-6	29	3	БФК-12	26	3	—	
36 ... 45	1,9 ... 2,4	Б-6	10 12	3 2	Б-6	04 08	3 3	Б-6	06 11	Б-6	11	3	Б-6	07 28	3 1	—	
45 ... 53	—	Б-6	05 09	3 3	Б-6	06 H	3 3	Б-6	04 07 10	Б-6	04 07 10	3 3 1	Б-6	04 07 28	3 3 1	—	
53 ... 65	1,7 ... 1,8	—	—	—	Б-6	05 11	3 3	Б-6	07 10 08	Б-6	07 10 08	3 3 1	Б-6	07 11 05	3 2 1	—	
53 ... 65	1,2 ... 1,3	Б-6	05 10	3 3	Б-6	04 08	3 3	Б-6	04 09 08	Б-6	04 09 08	3 3 1	Б-6	04 08 28	3 3 1	—	
65 ... 70	0,8 ... 0,85	Б-6	05 11	3 3	—	—	—	Б-6	05 07 10	Б-6	05 07 10	3 3 1	Б-6	05 08 28	3 3 1	—	

Расчетная мощность двигателя, кВт	Номинальное сопротивление, Ом	Магнитные контроллеры ТА, ДТА, К, ДК			Магнитные контроллеры Б6501, Б6506 (БОК, ПОК)			Магнитные контроллеры ТСА, КС			Магнитные контроллеры ТСД		
		Тип блока резистора	Обозначение	Число блоков в комплекте	Тип блока резистора	Обозначение	Число блоков в комплекте	Тип блока резистора	Обозначение	Число блоков в комплекте	Тип блока резистора	Обозначение	Число блоков в комплекте
70 ... 90	1,05 ... 1,1	Б-6	04 11	3 3	Б-6	06 12	3 3	Б-6	04 07 08	3 3 3	Б-6 Б-6 Б-6 БК-12	07 11 08 02	1 3 2 1
90 ... 112	1,0 ... 1,05	—	—	—	—	—	—	Б-6	03 06 07 08	3 3 3 2	Б-6 Б-6 Б-6 БК-12	09 11 07 02	3 3 2 1
100 ... 125	0,5 ... 0,55	Б-6	06 07	3 9	—	—	—	Б-6	03 05 06 09	3 3 6 3	Б-6 Б-6 Б-6 БК-12	05 04 08 28	3 3 3 1
125 ... 140	1,4 ... 1,5	Б-6	04 08 11	3 3 2	—	—	—	Б-6	03 06 08 09	3 3 3 2	Б-6	11 12 09 12	2 3 3 1
140 ... 155	0,6 ... 0,65	Б-6	03 04 05 07	3 3 6 3	—	—	—	—	03 04 06 08	3 3 6 3	—	—	—

Примечания: 1. Шифр обозначения блоков Б-6 — ИРАК 434.332.004; БК-12 — ИРАК 434.331.003; БКФ-12 — ИРАК 434.334.001. 2. Для магнитных контроллеров ДТА, ДК ПОК число блоков увеличивают в 2 раза.

16.30. Характеристика нормализованных ящиков резисторов типа Б-6

Обозначение	Сила тока при ПВ = 100 %, А	Общее сопротивление, Ом	Сопротивление ступенек, Ом									Число выводных зажимов
			1 ... 2	2 ... 3	3 ... 4	4 ... 5	5 ... 6	6 ... 7	7 ... 8	8 ... 9		
ИРАК 434.332.004-01	228	0,115	0,022	0,017	0,017	0,021	0,019	0,019	0,019	—	—	7
ИРАК 434.332.004-02	204	0,142	0,026	0,022	0,026	0,023	0,024	0,023	0,024	—	—	7
ИРАК 434.332.004-03	160	0,216	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036	—	—	7
ИРАК 434.332.004-04	128	0,37	0,062	0,062	0,061	0,061	0,061	0,061	0,061	—	—	7
ИРАК 434.332.004-05	114	0,474	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	—	—	7
ИРАК 434.332.004-06	102	0,58	0,096	0,096	0,096	0,096	0,096	0,096	0,096	—	—	7
ИРАК 434.332.004-07	80	0,88	0,146	0,146	0,146	0,146	0,146	0,146	0,146	—	—	7
ИРАК 434.332.004-08	64	1,5	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	—	—	7
ИРАК 434.332.004-09	57	1,92	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	—	—	7
ИРАК 434.332.004-10	51	2,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	—	—	7
ИРАК 434.332.004-11	40	3,5	0,44	0,435	0,435	0,44	0,435	0,44	0,435	0,435	0,44	9
ИРАК 434.332.004-12	36	4,8	0,6	0,596	0,596	0,6	0,596	0,6	0,596	0,596	0,6	9

Примечание. Постоянная времени нагрева от 270 до 350 с.

## 16.31. Характеристика нормализованных ящиков резисторов БК-12

Обозначение	Сила тока при ПВ = 100%, А	Общее сопротивление, Ом	Сопротивление ступеней, Ом									Число водяных жалов
			1...2	3...3	4...4	5...5	6...6	7...7	8...8	9...9	10...10	
ИРАК 334.331.003-01	8,5	52,8	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	8,8	12
ИРАК 334.331.003-02	21,6	8,4	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	1,4	12
ИРАК 334.331.003-03	18,3	11,7	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	1,9	12
ИРАК 334.331.003-04	14,5	17,4	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45	2,9	12
ИРАК 334.331.003-05	13	23,4	1,95	1,95	1,95	1,95	1,95	1,95	1,95	1,95	3,9	12
ИРАК 334.331.003-06	10,8	33,6	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	5,6	12

Примечание. Постоянная времени нагрева от 130 до 180 °С.

статической нагрузки на валу электродвигателя подъемной лебедки при подъеме груза

$$P_{ст.п} = \frac{9,81(m_{гр} + m_{г.у})v_{п}}{10^3\eta m_{п}}$$

где  $m_{гр}$  — масса поднимаемого груза, кг;  $m_{г.у}$  — масса крюковой подвески, захвата, спредера, грейфера или грузоподъемного магнита, кг;  $v_{п}$  — номинальная скорость подъема груза, м/с;  $\eta$  — КПД канатной системы и механизма при подъеме номинального груза;  $m_{п}$  — коэффициент числа механизмов, поднимающих груз; для крюковых кранов с одной лебедкой подъема коэффициент  $m_{п} = 1$ ; для кранов (контейнерных, со специальными захватами) с двумя лебедками подъема и общим грузовым канатом  $m_{п} = 2$ ; для кранов с двумя лебедками с одинаковым передаточным числом и двумя независимыми подъемными канатами и общей траверсой  $m_{п} = 1,8$ ; для кранов с двухканатным грейфером для замыкающей лебедки в процессе замыкания грейфера  $m_{п} = 1$ ; при подъеме грейфера с грузом совместно с замыкающей лебедкой  $m_{п} = 1,8$  для обеих лебедок.

Мощность (кВт) статической нагрузки на валу электродвигателя механизма передвижения крана (тележ-

ки), работающего в помещении при отсутствии ветровой нагрузки,

$$P_{ст.г} = \frac{(m + m_{гр} + m_{г.у})v_{г}}{10^3\eta m_{к}} \times \left( \frac{\varphi_{пd_{ст}} + 2\mu}{D_{к}} k_{р} + \beta \right), \quad (16.4)$$

где  $m$  — масса передвигающегося механизма (крана, тележки), кг;  $m_{гр}$  — масса груза, кг;  $m_{г.у}$  — масса грузового захвата, кг;  $v_{г}$  — скорость передвижения, м/с;  $\eta$  — КПД механизма;  $\varphi_{п}$  — коэффициент трения в подшипниках ступиц колес; для подшипников качения  $\varphi_{п} = 0,015$ ;  $d_{ст}$  — диаметр ступицы ходового колеса, м;  $D_{к}$  — диаметр ходового колеса, м; обычно для расчетов принимают  $d_{ст}/D_{к} = 0,25$ ;  $\mu$  — коэффициент трения; он может быть принят  $\mu = 0,5 \times 10^{-3}$ ;  $k_{р}$  — коэффициент трения реборд;  $k_{р} \approx 1,5$  для мостов и порталных кранов и  $k_{р} \approx 2,5$  для тележек кранов;  $m_{к}$  — число механизмов передвижения;  $\beta$  — уклон рельсового пути тележки или крана; при расчете мостовых кранов  $\beta = 0,002$ ; для строительных кранов  $\beta = 0,01$ .

Если в формулу (16.4) подставить приведенные выше усредненные значения  $\varphi_{п}$ ,  $d_{ст}$ ,  $\mu$ ,  $D_{к}$ ,  $k_{р}$ ,  $\beta$ , то мощность статической нагрузки механизма пере-

движения, работающего в помещении,

$$P_{ст.г} \approx \frac{0,9 \cdot 9,81(m + m_{гр} + m_{г.у})v_{г}}{10^3 \cdot 10^3 \eta m_{к}}$$

работающего на открытом воздухе

$$P_{ст.г} = \frac{9,81(m + m_{гр} + m_{г.у})v_{г}}{m_{к}10^3\eta} \times$$

$$\times \left( \frac{\varphi_{пd_{ст}}}{D_{к}} k_{р} + \beta \right) + \frac{W_{в}v_{г}}{10^3\eta m_{к}}$$

где  $W_{в}$  — среднее усилие на механизмы крана и груза при действии ветровой нагрузки, Н.

В соответствии с ГОСТ 1451—77 ветровая нагрузка на кран

$$W_{в} = \rho S,$$

где  $\rho$  — распределенная ветровая нагрузка на кран и груз, Па;  $\rho = q_{в}k_{в}c_{в}n_1$  (здесь  $q_{в}$  — динамическое давление на высоте 10 м над поверхностью земли, Па;  $k_{в}$  — коэффициент высоты;  $c_{в}$  — коэффициент лобового сопротивления;  $n_1$  — коэффициент нагрузки);  $S$  — расчетная площадь крана или груза.

Динамическое давление ветра

$$q = \rho \frac{v_{в}^2}{2},$$

где  $\rho$  — плотность воздуха 1,225 кг/м<sup>3</sup>;  $v_{в}$  — скорость ветра у земли, м/с.

Для рабочего состояния кранов, используемых в ветровых районах 1—4 (ГОСТ 1451—77),  $q = 125$  Па, а коэффициенты  $k_{в} = 1,25$ ,  $c_{в} = 1$  и  $n_1 = 1$ . Таким образом, расчетная распределенная ветровая нагрузка  $\rho = 160$  Па.

Расчетная площадь (м<sup>2</sup>) крана или груза

$$S \approx 0,1 \sqrt{m_{гр}}$$

Формула для мощности статической нагрузки передвижения крана имеет вид

$$P_{ст.г} = \frac{9,81v_{г}}{10^3\eta} \left[ (m + m_{гр} + m_{г.у}) \times \right.$$

$$\times \left( \frac{\varphi_{пd_{ст}} + 2\mu}{D_{к}} k_{р} + \beta \right) + \left. + 16(\sqrt{m_{кр}} + \sqrt{m_{гр}}) \right]$$

Эта формула может быть использована для кранов любого типа, кроме судовых или работающих в портах.

Для мостовых кранов грузоподъемностью 5...50 т общего назначения и козловых кранов грузоподъемностью 5...20 т, используемых на открытом воздухе, мощность статической нагрузки

$$P_{ст} \approx \frac{2,5(m_{кр} + m_{гр} + m_{г.у})v_{г}}{10^4\eta m_{к}}$$

Мощность статической нагрузки на валу электродвигателя механизма поворота стрелового крана

$$P_{ст.в} = \frac{9,81n}{10^3m_{в}\eta} [0,5\varphi_{вр}D_{кр}(m_{кр} + m_{гр}) + l(16\sqrt{m_{гр}} \sin \alpha \pm 10\beta m_{гр})],$$

где  $m_{кр}$  — масса поворотной части крана, кг;  $m_{гр}$  — масса груза, кг;  $n$  — частота вращения крана, мин<sup>-1</sup>;  $\varphi_{вр}$  — коэффициент трения поворотного круга; он может быть принят равным 0,01;  $D_{кр}$  — диаметр поворотного круга, м;  $l$  — вылет стрелы (размер от оси вращения до оси подъемного каната), м;  $\alpha$  — угол направления ветра относительно наветренной площади груза; при определении максимальной мощности статической нагрузки  $\sin \alpha$  принимается равным 1; при определении среднеквадратичной нагрузки  $\sin \alpha = 0,8$ ;  $\beta$  — уклон пути крана; для порталных кранов  $\beta = 0,006$ , для башенных кранов  $\beta = 0,01$ , для судовых кранов  $\beta = 0,04$ ;  $m_{в}$  — число механизмов поворота;  $\eta$  — КПД механизма.

Для механизмов поворота тележек специальных кранов или специальных захватов

$$P_{ст.в} = \frac{n [0,5\varphi_{вр}k_{н}D_{кр}(m + m_{гр})]}{10^3\eta},$$

где  $k_{н}$  — коэффициент, учитывающий увеличение сопротивления повороту при уклоне тележки на путях;  $k_{н} = 2,2$ .

Мощность статической нагрузки на валу электродвигателя механизма изменения вылета стрелы

$$P_{ст.с} = \frac{m_{гр} + m_{стр}}{10^3 \eta} (0,18v_{сг} + 10v_{св}),$$

где  $m_{стр}$  — масса перемещаемых конструкций стреловой части крана, кг;  $v_{сг}$  — скорость горизонтального перемещения груза, м/с;  $v_{св}$  — скорость вертикального перемещения груза, м/с.

Мощность статической нагрузки на валу электродвигателя механизмов специальных захватов, толкателей, выдвижных устройств

$$P_{ст} = \frac{F_{ср} v}{10^3 \eta},$$

где  $F_{ср}$  — среднее усилие при перемещении рабочего органа ( $F_{max} = 2F_{ср}$ );  $H$ ;  $v$  — скорость перемещения, м/с.

Любое движение механизма происходит в условиях разгона, установившейся скорости перемещения и торможения до остановки. При разгоне и торможении механизмов кинетическая энергия затрачивается на изменение скоростных параметров движущихся масс. Основное уравнение движения механизма с постоянной перемещаемой массой имеет вид

$$M - M_{ст} = J \frac{d\omega}{dt},$$

где  $M$  — пусковой или тормозной момент при ускорении или торможении;  $M_{ст}$  — момент статических сопротивлений;  $J$  — момент инерции движущихся масс;  $d\omega/dt$  — ускорение или замедление в процессе разгона или торможения.

Это уравнение, решенное относительно конечной скорости механизма, имеет вид

$$v = \frac{a}{9,55} J \frac{n_n}{M_n} \times \left( \frac{n_{кон} - n_{нач}}{M_{нач} - M_{кон}} \ln \frac{M_{нач} - M_{ст}}{M_{кон} - M_{ст}} \right),$$

где  $v$  — конечная скорость разгона, замедления, м/с;  $a$  — ускорение (замедление) механизма, м/с<sup>2</sup>;  $J$  — момент инерции движущихся масс, при-

веденный к валу с частотой вращения  $n$ ;  $n_n$  — номинальная частота вращения вала электродвигателя, мин<sup>-1</sup>;  $M_n$  — номинальный момент на валу электродвигателя, Н·м;  $n_{кон}$  — конечная частота вращения вала электродвигателя при разгоне (торможении) механизма в относительных единицах  $n_{кон}/n_n$ ;  $n_{нач}$  — начальная частота вращения вала электродвигателя в относительных единицах  $n_{нач}/n_n$ ;  $M_{нач}$  — начальный пусковой момент при пуске (торможении) в относительных единицах  $M_{нач}/M_n$ ;  $M_{кон}$  — конечный момент при разгоне в относительных единицах  $M_{кон}/M_n$ ;  $M_{ст}$  — относительное значение ( $M_{ст}/M_n$ ) момента статических нагрузок.

Время разгона (торможения)  $t = v/a$  может быть определено из уравнения движения для конкретных значений параметров разгона (торможения).

Приведение моментов инерции (кг·м<sup>2</sup>) масс элементов механической передачи к валу электродвигателя производится по следующим формулам; для вращающихся частей кранов

$$J_{вп} = 0,2J_{дв} + \frac{m_{вр} R_B^2}{\eta u_{р.в}^2 u_{оп.у}^2} + \frac{0,7m_{гр} l^2}{\eta u_{р.в}^2 u_{оп.у}^2},$$

для поступательно движущихся частей кранов

$$J_{пп} = 0,2J_{дв} + \frac{9l(m + m_{г.у} + 0,7m_{гр})v^2}{m_k n_{дв}^2 \eta},$$

где  $J_{дв}$  — момент инерции двигателя, кг·м<sup>2</sup>; 0,2 — коэффициент, учитывающий момент инерции тормоза и первой шестерни редуктора;  $m_{вр}$  — масса вращающихся частей крана, кг;  $R_B$  — средний радиус вращающихся масс крана до оси грузового каната, м;  $m$  — масса перемещаемых конструкций крана (тележка);  $m_{г.у}$  — масса подвески, кг;  $v$  — скорость при горизонтальном перемещении, м/с;  $m_k$  — число механизмов;  $n_{дв}$  — частота вращения вала двигателя, мин<sup>-1</sup>;  $\eta$  —

16.32. Расчетные ускорения крановых механизмов горизонтального перемещения с электроприводами постоянного или переменного тока с двигателем, имеющим фазный ротор

Кран	Назначение	Условия использования	Механизм	Наибольшее время разгона, с	Расчетное ускорение, м/с <sup>2</sup>
Мостовой	Общего назначения, группы: 3К, 5К	В помещении	Мост	5	0,2
				5	0,3
	Грейферный группы 7К-8К	В помещении	Мост Тележка	6 3	0,35 0,3
		На открытом воздухе	Мост Тележка	6 4	0,2 0,3
	Технологический, группы 8К	На открытом воздухе	Мост Тележка	5 3	0,5 0,3
Козловой	Общего назначения, группы 3К ... 5К	На открытом воздухе	Мост	6	0,2
			Тележка	3	0,25
	Континерный, группы 5К ... 7К	То же	Мост	6	0,2
			Тележка	3	0,3
Портальный, стреловой поворотный	Монтажный группы 3К ... 5К	То же	Поворот Стрела	4 3	0,4 0,3
	Перегрузочный группы 7К ... 8К	То же	Поворот Стрела	5 3	0,5 0,4
Кран-штабелер	Группы 6К ... 7К	В помещении	Мост	6	0,3

КПД механизма; 0,7 — коэффициент, учитывающий, что в цикле работы крана число пусков с грузом не превышает 60 % общего числа пусков;  $u_{р.в}$ ,  $u_{оп.у}$  — передаточные числа редуктора и опорно-поворотного устройства.

Поскольку у механизмов при горизонтальном перемещении грузов приведенный момент инерции механизма и груза превышает момент инерции вращающихся частей электродвигателя в 10—30 раз, время разгона, а следо-

вательно, производительность крана существенно зависят от динамических возможностей этих механизмов.

Расчетное ускорение является определяющим параметром при выборе электродвигателей для различных механизмов горизонтального перемещения (передвижения моста и тележки, поворота крана и тележки). Расчетное ускорение механизмов горизонтального перемещения следует выбирать по данным табл. 16.32 при условии, что в качестве приводного выбирается



### 16.33. Расчетные ускорения и допустимое число пусков и торможений в 1 ч способом противовключения асинхронных крановых короткозамкнутых электродвигателей 4МТ и 4АСК

Расчетное ускорение, м/с <sup>2</sup>	Число пусков и торможений в час способом противовключения при номинальной скорости передвижения $v$ , м/с										
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
Группа режима 3М (Л) при ПВ = 25 %											
0,12	38	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,16	60	48	42	—	—	—	—	—	—	—	—
0,2	72	60	51	42,5	—	—	—	—	—	—	—
0,3	×	80	72	60	51	45	40	—	—	—	—
0,4	×	100	84	78	67	58	52	47	43	39	—
0,5	×	×	×	88	85	74	66	59	54	49	40
Группа режимов 5М (Т) при ПВ = 40 %						Группа режимов 4М (С) при ПВ = 25÷40 %					

электродвигатель переменного тока с фазным ротором или двигатель постоянного тока. При применении для механизмов горизонтального передвижения асинхронных короткозамкнутых электродвигателей расчетное ускорение следует выбирать по данным табл. 16.33 и 16.34 для заданных номинальных скоростей применительно к группам режима и соответствующим допустимым числам пусков механизмов, а именно для заданной скорости  $v$  и заданной группы режима устанавливается необходимое расчетное ускорение  $a_p$  и соответствующее ему допустимое число пусков и торможений в час, которое должно находиться в пределах, установленных нормативами для групп режима.

В табл. 16.33 зоны недопустимых скоростных параметров обозначены знаком минус, если время пуска, равное  $v/a_p$ , больше 3 с, и знаком плюс, если скорость  $v$  недостаточна для работы механизма в соответствующей группе режима.

Первым этапом выбора исполнительного электродвигателя кранового механизма является установление номинальной частоты вращения. Для механизмов передвижения всех групп

режима оптимальная синхронная частота вращения вала электродвигателей переменного тока 750 ... 1000 мин<sup>-1</sup>. Для механизмов передвижения группы режима 2М ... 3М оптимальная синхронная частота вращения вала короткозамкнутых электродвигателей 3000 мин<sup>-1</sup>. Если эта частота вращения вала электродвигателя не может быть реализована, то следует применять электродвигатели с синхронной частотой вращения 1500 мин<sup>-1</sup>. Для механизмов передвижения группы режима 3М ... 4М оптимальная синхронная частота вращения вала двухскоростных короткозамкнутых электродвигателей 1500 мин<sup>-1</sup>.

Для двигателей взрывобезопасного исполнения частота вращения 1500 мин<sup>-1</sup> при мощности до 1,0 кВт и 1000 мин<sup>-1</sup> при мощности более 1,0 кВт.

Выбор электродвигателей для механизмов передвижения группы режима 1М ... 5М осуществляется по условиям пуска с заданным ускорением. Расчетная мощность  $P_p$  электродвигателя должна быть не ниже номинальной мощности выбираемого

электродвигателя переменного тока при относительной продолжительности включения ПВ = 40 % или двигателя постоянного тока при ПВ = 25 %:

$$P_p = \frac{0,66(m + m_{гр} + m_{г.у})v_r a_p}{10^3 m_{к\eta}} + \frac{P_{ст}}{1,75\eta}, \quad (16.5)$$

где  $m$  — масса перемещаемой конструкции, кг;  $m_{гр}$  — масса груза, кг;  $m_{г.у}$  — масса грузозахватного органа, кг;  $v_r$  — линейная скорость при горизонтальном перемещении, м/с;  $a_p$  — расчетное ускорение, м/с<sup>2</sup>;  $m_{к}$  — число приводов механизма;  $\eta$  — КПД механизма;  $P_{ст}$  — мощность статической нагрузки одного привода, кВт.

Масса  $m_{г.у}$  для механизма передвижения крана (поворота) принимается равной 90 % номинальной грузоподъемности; для механизма передвижения тележки  $m_{г.у}$  принимается равной 70 % номинальной грузоподъемности.

При движении крана (тележки) в помещении сопротивление (Н) движению с достаточной точностью  $W_H = (m + m_{гр} + m_{г.у})/10$ , а при дви-

жении на открытом воздухе и 70 % — в помещении

$$P_{ст} = \frac{W_H v_r}{10^3 m_{к\eta}}$$

Расчетная мощность для механизмов передвижения, установленных:

$$P_p = \frac{(m + m_{гр} + m_{г.у})(11,5a_p + 1)v_r}{17,5 \cdot 10^3 m_{к\eta}}, \quad (16.6)$$

на открытом воздухе

$$P_p = \frac{(m + m_{гр} + m_{г.у})(4,6a_p + 1)v_r}{7 \cdot 10^3 m_{к\eta}}, \quad (16.7)$$

Расчетное ускорение  $a_p$  выбирают по данным табл. 16.33 и 16.34.

При выборе электродвигателя механизма передвижения крана взрывобезопасного исполнения расчетную

### 16.34. Расчетные ускорения и допустимое число пусков в час и торможений двухскоростных асинхронных короткозамкнутых электродвигателей 4АСК

Расчетное ускорение	Число пусков в час до наибольшей скорости и торможений до малой скорости при скорости $v$ , м/с										
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
Группа режима 2М (Л) при ПВ = 15 %											
0,12	63	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,16	76	65	57	—	—	—	—	—	—	—	—
0,2	110	78	67	56	—	—	—	—	—	—	—
0,3	×	110	80	76	58	52	50	—	—	—	—
0,4	×	130	114	94	82	72	63	57	52	48	—
0,5	×	×	130	114	99	86	76	69	62	58	47
0,6	×	×	160	134	116	102	90	80	73	67	55
Группа режима 5М (Т) при ПВ = 40 %						Группа режима 4М (С) при ПВ = 25÷40 %			Группа режима 3М (С) при ПВ = 25 %		



## 16.35. Коэффициенты использования электродвигателей при регулировании

Группа режимов механизмов	Системы				Относительное время работы на малой скорости, % общего времени работы за цикл
	с торможением включением; постоянного и переменного тока	с динамическим торможением; постоянного и переменного тока	двухскоростные короткозамкнутые электродвигатели		
1М ... 3М	1,3	1,15	1,2	50	
4М	1,22	1,1	1,2	25	
5М	1,15	1,05	—	15	
6М	1,08	1,0	—	7	

мощность определяют по формуле

$$P_p = \frac{3,7\varphi\alpha(m + m_{г.у})v_r}{10^3 m_{н}\eta}$$

где  $\varphi$  — коэффициент трения колес по рельсам; в помещении  $\varphi = 0,2$ , а на открытом воздухе  $\varphi = 0,12$ ;  $\alpha$  — отношение числа приводных колес к общему числу колес крана (тележки).

Выбор электродвигателей для механизмов передвижения группы режима 6М осуществляют по условиям пуска на границе условий сцепления колес с рельсами и при числе пусков в час, соответствующем нормативным данным этой группы, т. е. числу включений 360 в час и относительной продолжительности включений ПВ = 60 %.

Расчетная мощность (кВт) двигателя механизма передвижения группы режима 6М

$$P_p = \frac{m v_r \alpha K_{вкл}}{36 \cdot 10^3 m_{н} \eta} \sqrt{\frac{100 v_r N_{в}}{e_{н} \alpha}} \quad (16.8)$$

Расчетная мощность, определенная по этой формуле, должна быть равна или меньше номинальной мощности двигателя переменного тока при относительной продолжительности включения ПВ = 60 % или двигателя постоянного тока при ПВ = 40 %.

Электродвигатели механизмов передвижения группы режима 1М ... 4М,

в том числе короткозамкнутые, выбранные по номинальным параметрам с использованием формул (16.5) — (16.7), подлежат проверке по условиям обеспечения сцепления колес с рельсами.

Электродвигатели механизмов передвижения группы режима 5М подлежат проверке по условиям обеспечения сцепления колес с рельсами, а также проверке тепловой нагрузки при предельной производительности для данной группы режима.

Электродвигатели механизмов передвижения кранов группы режима 6М, выбранные по параметрам с использованием формулы (16.8), не требуют дополнительной проверки.

Выбор электродвигателей механизмов подъема группы режима 1М ... 6М осуществляется по расчетной мощности  $P_p$ , которая должна быть равна или меньше соответствующего значения номинальной мощности электродвигателя постоянного или переменного тока при ПВ = 40 %:

$$P_p = K_n K_a K_p K_e K_{пр} P_{ст}$$

где  $K_n$  — коэффициент использования в зависимости от типа поднимаемого груза; для крюкового крана  $K_n = 0,7$ ; для грейферного крана  $K_n = 0,8$ ; для контейнерного крана  $K_n = 0,65$ ; для магнитного крана  $K_n = 0,75$ ;  $K_a$  — коэффициент запаса, учитывающий условия работы при повышенной температуре окружающей среды (в металлургическом производстве до +60 °С) или непредвиденные перегрузки при интенсивном использовании;  $K_a = 1$  для механизмов группы 1М ... 4М;  $K_a = 1,2$  для механизмов группы режима 6М и металлургических механизмов группы режима 5М, работающих при температуре окружающей среды от +40 до +60 °С;  $K_p$  — коэффициент использования электродвигателей при регулировании скорости;  $K_p = 1$  для системы Г—Д, тиристорных приводов постоянного тока и частотно-регулируемых электроприводов; для систем с параметрическим регулированием скорости  $K_p$  выбирают по данным табл. 16.35;  $K_e$  — коэффициент дополнительных пускотормозных нагрузок (табл. 16.36);  $K_{пр}$  — коэффи-

## 16.36. Коэффициенты режимов работы электроприводов подъема

Группа режима механизмов	$\epsilon_p$	$K_{свк}$	Расчетное число включений (пусков) в час $N_p$	$K_e$	$K_{пр}$
3М	0,25	0,6	90	0,82	1,0
4М	0,4	0,7	120	0,95	1,1
5М	0,4	0,8	240	1,05	1,25
6М	0,6	0,9	360	1,2	1,4

= 0,6; для короткозамкнутых двигателей без регулирования пускового момента  $M_{п}/M_{н} = 1,8$ . Условия сцепления для электродвигателя с регулируемым пусковым моментом механизмов, работающих:

$$\alpha \frac{m + m_{г.у}}{m + m_{гп} + m_{г.у}} - 0,04 > (0,4a_p + 0,03) \frac{P_{н} M_{п}}{P_p M_{н}}$$

на открытом воздухе

$$\alpha \frac{m + m_{г.у}}{m + m_{гп} + m_{г.у}} - 0,158 > (0,6a_p + 0,1) \frac{P_{н} M_{п}}{P_p M_{н}}$$

Условия сцепления для электродвигателя с короткозамкнутым ротором (с нерегулируемым пусковым моментом) механизмов, работающих:

$$\alpha \frac{m + m_{г.у}}{m + m_{гп} + m_{г.у}} - 0,09 > 0,7a_p;$$

на открытом воздухе

$$\alpha \frac{m + m_{г.у}}{m + m_{гп} + m_{г.у}} - 0,39 > 1,16a_p.$$

Условия сцепления для электродвигателей механизмов взрывобезопасного исполнения, работающих:

$$\alpha \frac{m + m_{г.у}}{m + m_{гп} + m_{г.у}} - 0,13 > 0,33a_p;$$

циент дополнительных пускотормозных нагрузок (табл. 16.36);  $P_{ст}$  — мощность статической нагрузки при подъеме номинального груза с номинальной скоростью, кВт.

Двигатель постоянного или переменного тока, выбранный по параметрам с использованием формулы на с. 330, для группы режима 1М ... 3М проверяют по условиям надежного пуска:

$$\frac{P_{ст}}{n_{ст}} < 1,4 \frac{P_{н}}{n_{н}} < \frac{0,55 M_{п}}{9550} < \frac{0,68 M_{\min}}{9550}, \quad (16.9)$$

где  $n_{ст}$  — частота вращения электродвигателя при мощности статической нагрузки;  $P_{н}$  и  $n_{н}$  — номинальные параметры электродвигателя постоянного тока при ПВ = 25 % или переменного тока с фазным ротором при ПВ = 40 %;  $M_{п}$  — пусковой момент короткозамкнутого двигателя.

При невыполнении неравенства (16.9) выбирают электродвигатель большей мощности или снижают  $P_{ст}$ .

Электродвигатели короткозамкнутого типа (односкоростные и двухскоростные) механизмов подъема группы режима 3М ... 4М проверяют на обеспечение цикла по теплоте (числу пусков).

Электродвигатели постоянного и переменного тока с фазным ротором группы режима 1М ... 4М проверяют на обеспечение цикла по теплоте не подвергают.

При проверке выбранных электродвигателей механизмов передвижения по условиям сцепления колес с рельсами общие условия движения без нарушения сцепления соответствуют уравнению

$$\frac{K_{свк} \varphi \alpha g (m + m_{г.у}) v_r}{10^3 \eta} > \frac{M_{п} P_{н}}{M_{н} P_p} \times \left[ \frac{0,66 \cdot 10^{-3} (m + m_{гп} + m_{г.у}) v_r a_p}{\eta} + \frac{P_{ст}}{1,75 \eta} \right] \pm P_{ст} \eta^2.$$

Для двигателей с фазным и короткозамкнутым ротором с регулируемым пусковым моментом  $M_{п}/M_{н} =$

на открытом воздухе

$$\alpha \frac{m + m_{г.у}}{m + m_{г.р} + m_{г.у}} - 0,55 > 0,25 \sigma_{г.}$$

По этим формулам определяют максимально допустимое ускорение для условия движения механизма без груза при отсутствии буксования. Это максимально допустимое ускорение должно быть меньше фактического ускорения, развиваемого электродвигателем. При этом должно быть соблюдено условие

$$\frac{v_{г.}}{a_{доп}} < \frac{(1,2J_{дв} + J_{доб}) m_{к} n_{ст}^2 + 91v_{г.}^2 (m + m_{г.у})}{9,55 m_{к} n_{ст} (M'_{п} \mp M_{ст} \frac{W_{р.б}}{W_{н}})} = t_{раз}$$

где  $M'_{п}$  — средний пусковой момент, при котором произойдет разгон; его определяют по условиям возможности движения на одной из механических характеристик привода.

Выполнение этого неравенства обеспечивается выбором соответствующих значений  $M'_{п}$ ,  $v_{г.}$  и  $m_{кр}$  при определенных значениях  $m$ ,  $m_{г.у}$ ,  $n_{ст}$ ,  $M_{ст}$  и определением момента инерции

$$J_{доб} = \frac{9,55 (M'_{п} \mp M_{ст}) \frac{v_{г.} n_{ст}}{a_{доп}} - 91v_{г.}^2 (m + m_{г.у} + 0,7m_{г.р}) - 1,2J_{дв} n_{ст}^2}{n_{ст}^2}$$

Знак «+» — при работе на открытом воздухе.

При этом для короткозамкнутых электродвигателей  $t_{раз}$  не должно превышать 3 с; большее время разгона существенно ограничивает допустимое число пусков в 1 ч по условиям нагрева. При определении параметра  $m + m_{г.у} / (m + m_{г.р} + m_{г.у})$  следует учитывать отношение давлений на колеса в наилучших сочетаниях, т. е. в знаменатель подставляют максимальные значения, а в числитель минимальную часть массы конструкции механизма, которая оказывает давление на ходовое колесо менее нагруженной стороны крана (в козловых кра-

нах с коисольным подвесом груза — колесо опоры, противоположное грузу; в порталном кране — колесо опоры, противоположное вылету стрелы, и др.).

В кранах, работающих на открытом воздухе, для тележек  $\alpha = 1$ , а для мостов  $\alpha = 1$  при пролете более 22 м. В взрывобезопасных кранах, работающих в помещении, для тележек  $\alpha = 1$ . В взрывобезопасных кранах, работающих на открытом воздухе, для мостов  $\alpha = 1$ , причем тележки должны иметь жесткую связь с путями.

Для механизмов, в которых используется способ сложения механических характеристик со связью через рельсовый путь, и часть электроприводов находится в тормозном режиме, имеются следующие ограничения по сцеплению: такие системы не могут быть применены для кранов, работающих на открытом воздухе; в помещении использовать такие системы можно для мостов при  $\alpha = 1$  и передвижении тележек при  $\alpha = 1$  и  $m + m_{г.у} / (m + m_{г.р} + m_{г.у}) > 0,4$ . Если окончательно выбранный короткозамкнутый электродвигатель механизма передвижения имеет чрезмерно большой пусковой момент  $M_{п}$ , его следует уменьшить для получения необходимого ускорения  $a_{рб}$ : в 1,73 раза путем использования двигателя с номинальным напряжением 500 В при напряже-

нии в сети 380 В; в 3 раза путем использования двигателя с номинальным напряжением 660 В и в сети 380 В; до необходимых значений — добавочными невыключаемыми резисторами в цепи статора или включением последовательно (встречно) с обмоткой статора вторичной обмотки отдельного трансформатора.

При тепловой проверке выбранных двигателей постоянного и переменного тока с фазным ротором используют эквивалентный КПД, являющийся обобщенным параметром и характеризующий энергетические свойства системы электропривода и общие потери энергии в главной цепи электро-

привода. Зависимость эквивалентного  $\eta_{э.кв}$ , как функции, от приведенной частоты включений в час  $N_{пр}$  показана на рис. 16.7.

Приведенное число включений механизма

$$N_{пр} = N_{вкл} \times \left[ 1,2J_{дв} + \frac{91(m + m_{г.р} + m_{г.у})v^2}{n_{ст}^2 \eta_{к}} \right] \times \frac{1}{1,2J_{дв}}$$

где  $J_{дв}$  — момент инерции ротора электродвигателя,  $кг \cdot м^2$ ;  $m_{г.р}$  — масса груза,  $кг$ ; для механизма передвижения крана  $m_{г.р}$  равна 0,85 номинальной грузоподъемности; для механизма тележки — 0,7 номинальной грузоподъемности; для механизма поворота — 0,5 номинальной грузоподъемности;  $N_{в}$  — нормированное число включений в час для соответствующей группы режима механизма;  $K_{вкл}$  — коэффициент приведения числа включений в час к числу пусков до номинальной скорости.

Как в усредненной типовой циклограмме работы механизма, так и при фактическом режиме работы любого кранового механизма пуски механизма до номинальной скорости чередуются с толчковыми включениями для обеспечения точности остановки, гашения раскачивания, оттягивания грузовых канатов и др. Статистическими исследованиями условий работы механизмов установлено, что в общем числе включений  $1/3$  составляют пуски до номинальной скорости  $v_{н1}$ ;  $1/3$  пуски до скорости  $v_{н2}$ , составляющей 15% номинальной;  $1/3$  пуски до скорости  $v_{н3}$ , составляющей 30% номинальной.

Коэффициент приведения числа включений к числу пусков до номинальной скорости

$$K_{вкл} = 0,33 + 0,33 [v_{н1}^2 - (1 - v_{н1})^2] + 0,33 [v_{н2}^2 - (1 - v_{н2})^2],$$

где  $v_{н1}$ ,  $v_{н2}$ ,  $v_{н3}$  — скорости в относительных единицах.

Для усредненной тахограммы работы механизмов кранов  $K_{вкл} = 0,6$ . Расчетная мощность электро-

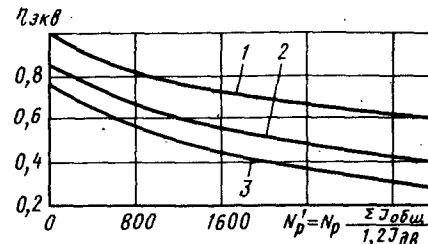


Рис. 16.7. Эквивалентный КПД электропривода:

1 — системы управления ГД, ТП-ДП; 2 — системы управления МК-ДП, МКД-АДФ; 3 — системы управления К-АДФ, МКП-АДФ, ТРН-АДФ, МКИ-АДФ

двигателя, учитывающая все условия изменения теплового режима в цикле при заданном числе включений, регулировании, изменении относительной продолжительности включения и других факторов,

$$P_p = \frac{K_{св} K_p K_3 \eta_{э.кв.б} K_H \sqrt{\epsilon_p / \epsilon_H} P_{ст}}{K_0 (1,25 \eta_{э.кв.б} - 0,25 \eta_{э.кв.б})}, \quad (16.10)$$

где  $K_{св}$  — коэффициент, определенный по табл. 16.36;  $K_p$  — коэффициент добавочных потерь регулирования; для систем Г-Д, систем с питанием от тиристорных преобразователей постоянного тока и частоты  $K_p = 1$ ; для остальных систем значения  $K_p$  приведены в табл. 16.35;  $K_3$  — коэффициент запаса — см. с. 330;  $K_0$  — коэффициент условий охлаждения (рис. 16.8);  $K_H$  — коэффициент добавочных потерь холодового хода; для систем с питанием двигателя от сети  $K_H = 1$ ; для систем с питанием двигателя постоянного тока от преобразователя

$$K_H = \sqrt{\frac{u_n + u}{u_n (1 + 0,4/\epsilon_H)}};$$

$\eta_{э.кв}$  — эквивалентный КПД электропривода, определенный по рис. 16.7;  $\eta_{э.кв.б}$  — базовый эквивалентный КПД, т. е. КПД в статическом режиме;  $\eta_{э.кв.б} = 0,76$  для электроприводов с торможением противключением и систем с тиристорными регуляторами

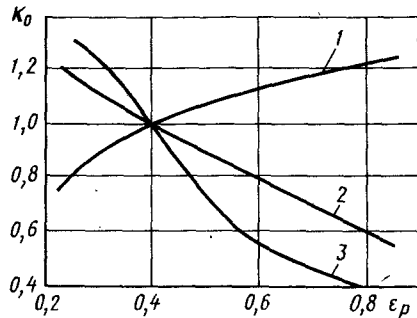


Рис. 16.8. Коэффициент  $K_0$  условий охлаждения электродвигателей:

1 — асинхронные электродвигатели с фазным ротором с самовентиляцией; 2 — электродвигатели постоянного тока без вентиляции; 3 — электродвигатели с фазным ротором без вентиляции

напряжения;  $\eta_{эв.б} = 0,81$  для систем с динамическим торможением;  $\eta_{эв.б} = 0,94$  для систем тиристорных электроприводов постоянного тока;  $\eta_{эв.б} = 0,9$  для систем с параметрическим регулированием постоянного тока.

Если предварительно выбранный электродвигатель имеет номинальную мощность ниже определенной по формуле (16.10), то выбирают электродвигатель большей мощности или изменяют параметры (мощность статической нагрузки, режим использования).

Тепловую проверку короткозамкнутых электродвигателей осуществляют по потерям в роторе, поскольку номинальный режим работы двигателей близок к расчетной относительной продолжительности включения; изменением потерь холостого хода по сравнению с номинальным режимом в общем балансе потерь электродвигателя можно пренебречь.

Потери при пуске электродвигателя с грузом, масса которого составляет 60 % номинальной грузоподъемности (с учетом, что часть пусков происходит без груза),

$$A_{оп} = \frac{1,2n_0^2\eta_K J_{дв} + 91(m + m_{гр} + m_{г.у})v^2}{0,9 \cdot 182\eta_K}$$

Потери при торможении способом противовключения односкоростного электродвигателя

$$A_{от} = \frac{2,4n_0^2 m_K J_{дв} + 182(m + m_{гр} + m_{г.у})v^2 K_{ст}\eta}{0,9 \cdot 182 m_K}$$

где  $K_{ст}$  — коэффициент снижения потерь при питании обмоток через резисторы;  $K_{ст} = 0,8$ .

Потери при торможении способом электрического торможения при малой скорости двухскоростного двигателя

$$A_{от} = \left[ \frac{n_0^2 \eta_K J_{дв} + 91(m + m_{гр} + m_{г.у})v^2}{0,9 \cdot 182 m_K} \right] \times \frac{(n_0 - n_1)^2}{n_0^2}$$

где  $n_0$  — большая синхронная частота вращения;  $n_1$  — малая синхронная частота вращения.

Допустимые потери в роторе электродвигателя за 1 ч при номинальном режиме с номинальной относительной продолжительностью включения  $\epsilon_H$

$$A_{доп} = P_{нсн} \epsilon_H 10^3 \cdot 3600.$$

Потери при статических режимах передвижения за 1 ч

$$A_{ст} = 0,5 \cdot 10^3 \cdot 3600 \epsilon_p P_{ст} \tilde{\epsilon}_{ст}$$

где  $\tilde{\epsilon}_{ст}$  — скольжение при мощности  $P_{ст}$ .

Допустимое число пусков и торможений

$$N_{доп} = \frac{A_{доп} - A_{ст}}{A_{оп} + A_{от}}$$

Допустимое число пусков и торможений должно быть больше числа пусков при торможении противовключением:

$$N_{доп} > N_{рк} = N_p K_{вкл}^2$$

При торможении на малой скорости

$$N_{доп} > N_{рк} = N_p K_{вкл}$$

На основании приведенных выше рекомендаций по определению расчетной мощности электродвигателей крановых механизмов по пусковому

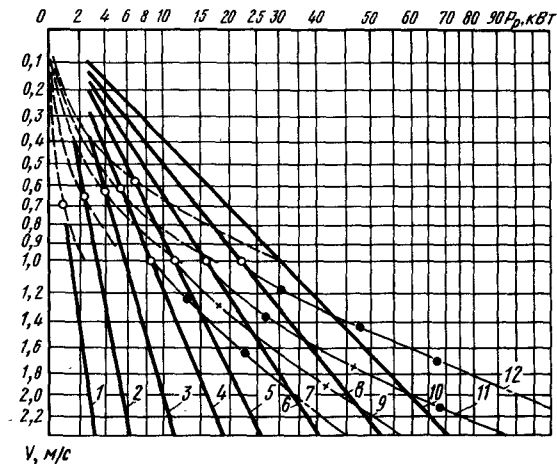


Рис. 16.9. Номограмма для определения мощности электродвигателей механизмов передвижения в помещении:

1 —  $m + m_{гр} = 5 т$ ; 2—12 — соответственно 10, 20, 30, 40, 60, 30, 80, 40, 100, 60 и 80 т; — — — — — привод механизмов передвижения группы режима 3М ... 4М с короткозамкнутыми двигателями; — — — — — привод механизмов передвижения группы режима 3М ... 5М с электродвигателями с фазным ротором; — + — + — — — — — привод механизмов передвижения группы режима 6М с максимальными ускорениями по сцеплению при  $\alpha = 0,5$

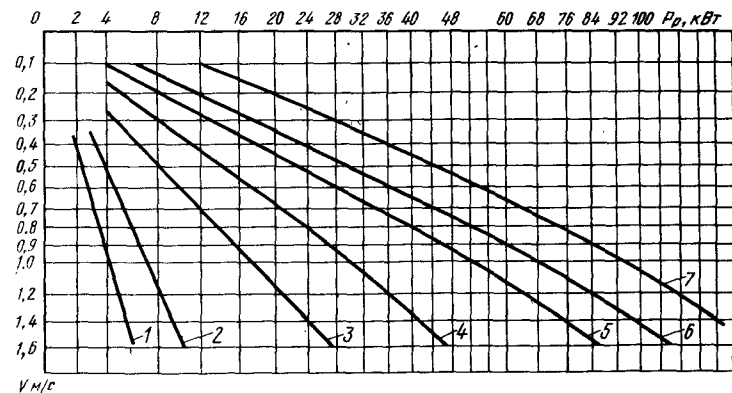


Рис. 16.10. Номограмма для определения мощности электродвигателей механизмов передвижения на открытом воздухе (при  $\alpha = 0,5$  максимальное ускорение  $a_{р max} = 0,2 м/с^2$ , время пуска 6 с; при  $\alpha = 1,0$  максимальное ускорение  $a_{р max} = 0,4 м/с^2$ ):

1 —  $m + m_{гр} = 10 т$ ; 2—7 — соответственно 20; 40; 80; 120; 160 и 240 т

моменту и потерь мощности на нагрев построена номограмма для определения мощности электродвигателей механизмов передвижения в помещении (рис. 16.9) и номограмма для опреде-

ления мощности электродвигателей механизмов передвижения на открытом воздухе (рис. 16.10). На рис. 16.11 приведена номограмма определения расчетной мощности электродвигате-

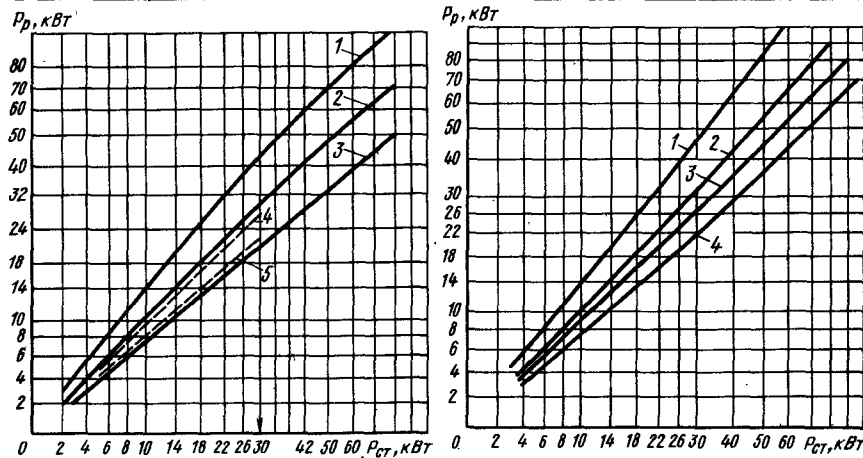


Рис. 16.11. Номограмма для определения мощности электродвигателей переменного тока с фазным ротором механизма подъема систем управления К-АДФ, МКП-АДФ, ТРН-АДФ:  
1 — 6М; 2 — 5М; 3 — 1М ... 4М;  
4 — 1М ... 3М (короткозамкнутые)  
5 — 1М ... 3М (короткозамкнутые)

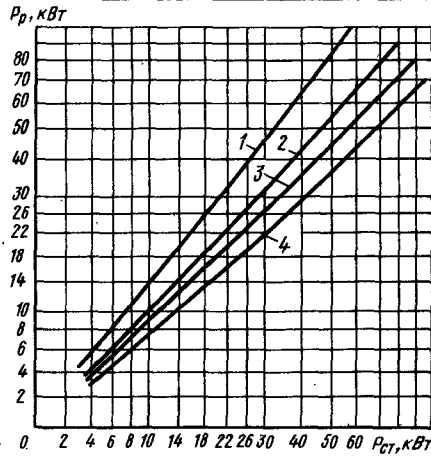


Рис. 16.12. Номограмма для определения мощности электродвигателей механизма подъема с регулированием и торможением способом самовозбуждения:  
1 — 6М; 2 — 5М; 3 — 4М; 4 — 1М ... 3М

### 16.37. Данные способа управления крановыми электродвигателями

Управление	Мощность двигателя, кВт	Диапазон регулирования	Группа режима работы механизма				
			1М ... 2М	3М	4М	5М	6М
С пола	0,7 ... 2,5	—	П	П	М	—	—
	1,0 ... 3,5	1 : 3	М	М	М	—	—
	1,5 ... 5,0	1 : 4	М	М	М	—	—
	7,5 ... 22 1,5 ... 30	1 : 6 1 : 10	М М	М М	М М	—	—
Из кабины	0,7 ... 5,0	—	П	П	К	—	—
	1,5 ... 11	1 : 3	К	К	К	К	—
	11 ... 15	1 : 3	К	К	К	—	—
		1 : 3	М	М	М	М	М
	15 ... 30	1 : 3	К	—	—	—	—
		1 : 3	М	М	М	М	М
Более 30	От 1 : 3 до 1 : 8	М	М	М	М	М	
Более 5,0	1 : 8	Т	Т	Т	Т	Т	

Примечание. П — магнитный пускатель; К — силовой контроллер; М — магнитный контроллер; Т — тиристорное устройство.

лей механизма подъема с регулированием и торможением способом противовключения. На рис. 16.12 показана номограмма для определения расчетной мощности электродвигателей механизма подъема с регулированием и торможением способом самовозбуждения. Номограммы позволяют, не прибегая к расчетам, оценить мощность электродвигателей в зависимости от основных параметров механизмов и группы режима.

**Выбор аппаратуры управления.** Выбор аппаратуры управления приводными электродвигателями осуществляется по способу управления (силовым контроллером, магнитным контроллером или тиристорным устройством) и степени защиты аппаратуры от агрессивного воздействия окружающей среды.

Электродинамическую и термическую износостойкость выбранной аппаратуры определяют с учетом возможных токов перегрузки. Способ управления выбирают по данным табл. 16.37.

Выбор конкретной системы управления производят по данным табл. 15.1. Конкретный тип аппаратов и комплектных устройств выбирают по расчетной мощности  $P_p$  и с учетом данных табл. 16.15, 16.19—16.22. Выбранные аппараты управления обеспечивают ресурс, соответствующий группам режима механизмов, а именно: для группы режима 1М ... 3М механическая износостойкость  $2,5 \times 10^8$  циклов ВО и коммутационная износостойкость  $0,3 \times 10^8$  циклов ВО; для группы режима 4М механическая износостойкость  $(5 \dots 10) \times 10^8$  циклов ВО и коммутационная износостойкость  $0,6 \times 10^8$  циклов ВО; для группы режима 5М механическая износостойкость  $10 \times 10^8$  циклов ВО.

### 16.10. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ

При циклической работе крана максимальная расчетная продолжительность цикла работы механизма не должна превышать 600 с (ГОСТ 183—74). При продолжитель-

ности цикла более 600 с его условно разделяют на составные части, например, на продолжительность движения в одном направлении и паузу после этого продолжительностью не более 600 с.

Режим работы электропривода механизма крана характеризуется номинальной относительной продолжительностью включения  $\epsilon_n$  ПВ %, числом включений механизма за 1 ч работы. Эти параметры для кранов различной интенсивности использования нормированы в Правилах Госгортехнадзора и Европейской классификацией режимов FEM9.681 и FEM9.682 (секция 1 Европейской федерации по подъемно-транспортному оборудованию).

Характеристика режимов работы кранового электрооборудования приведена в табл. 16.38. Среднее время работы (движения) электропривода за сутки можно определить по данным табл. 16.39.

Расчетное число пусков в час кранового электропривода в соответствии с наиболее вероятной тахограммой цикла крана

$$N_p = N_B \times \left[ z_1 + z_2 \left[ 1 - \left( 1 - \frac{v_{п1}}{v_n} \right) \right]^2 + z_3 \left[ 1 - \left( 1 - \frac{v_{п2}}{v_{п1}} \right) \right]^2 \right] \times \frac{1}{z_1 + z_2 + z_3}, \quad (16.11)$$

где  $z_1, z_2, z_3$  — число включений за цикл соответственно при наибольшей, промежуточной и малой скоростях;  $v_n$  — номинальная скорость;  $v_{п1}$  — малая скорость;  $v_{п2}$  — промежуточная скорость.

Отношения  $v_{п1}/v_n = 0,15$  и  $v_{п2}/v_n = 0,3$  являются наиболее вероятными при расчетах. Для типовых циклов кранов с общим числом включений  $6 \dots 12$  каждого из механизмов за цикл  $N_p \approx 0,6 N_B$ . Эта величина используется для дальнейших расчетов по выбору электрооборудования.

## 16.38. Характеристика режимов работы электрооборудования

Параметры работы электрооборудования согласно Правилам Госгортехнадзора				Расчетные параметры электрооборудования					Нормативные параметры по FEM9.681 и FEM9.682	
Режим работы механизма и электрооборудования	Среднее допустимое использование по грузоподъемности	Относительная продолжительность включения	Число включений в час (среднее за смену)	Группа режима работы механизма (ГОСТ 25835—83)	Относительная продолжительность включения	Нормированное среднее число включений в час	Расчетное время работы в год, не более	Интенсивность использования (число включений за 600 с наиболее интенсивной работы)	Группа режима работы механизма	Наибольшее число включений в час
Л	0,25 ... 1,0	15	60	1М	15	60	250	50	1Dm	60
				2М	15	60	250	50	1Cm	90
С	0,75	25	40	3М	25	90	500	60	1Вm	120
				4М	40	120	1000	80	1Am 2m	150 180
Т	0,75 ... 1,0	40	240	5М	40	240	2500	100	3m	240
									4m	300
ВТ	1,0	60	300 ... 600	6М	60	360	4000	120	5m	Св. 360

## 16.39. Время работы электродвигателей в сутки

Группа режима работы механизма (ГОСТ 25835—83)	Коэффициент сменности работы крана	Среднее время включений электродвигателя в сутки, ч
1М	1	До 1
2М	1	Св. 1 до 2
3М	1	» 2 » 3
4М	1,3	» 3 » 4
5М	2	» 4 » 10
6М	2,5	» 10 » 15

## 16.11. КРАНЫ И КРАНОВОЕ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОЖАРООПАСНЫХ ЗОН

Пожароопасные зоны имеют три класса: класс П-I — зона расположена внутри помещения, в котором имеются горючие жидкости с температурой вспышки выше +61 °С; класс П-II — зона расположена внутри помещений, в которых выделяются горючие пыль и волокна с нижним концентрационным пределом воспламенения 65 г/м<sup>3</sup> к объему воздуха; допустимая температура нагревания поверхностей 150 °С; класс П-III — зона расположена в помещениях, в которых имеются твердые горючие вещества; допустимая температура на-

гревания поверхностей 210 °С; класс П-III — зона расположена вне помещения, относящегося к категориям П-I и П-IIа; допустимая температура нагревания поверхностей 240 °С.

Для пожароопасных зон классов П-I, П-IIа и П-III температура нагревания наружных поверхностей крана должна быть не менее чем на 20 % ниже температуры самовоспламенения горючего вещества. Для пожароопасной зоны класса П-II температура нагревания наружных поверхностей должна быть не менее чем на 50 °С ниже температуры тления пыли для тлеющих пылей или не более 2/3 температуры самовоспламенения для тлеющих пылей. Краны пожаробезопасного исполнения группы режима работы 1К ... 3К (Л) имеют относительную продолжительность включения ПВ = 25 % и 60 включений в час; краны группы режима 3К ... 4К (С) имеют относительную продолжительность включения ПВ = 40 % и 120 включений в час; краны группы режимов 5К ... 6К (Т) имеют относительную продолжительность включения ПВ = 60 % и 180 включений в час. В паспорте крана должен указываться класс пожароопасной зоны.

**Требования к кранам пожаробезопасного исполнения.** Скорость передвижения кранов и их тележек допускается такой же, как для кранов общего назначения. Скорость передвижения электроталей по стальным каткам не должна превышать 0,5 м/с для односкоростных исполнений и 0,8 м/с для двухскоростных исполнений. Запрещается применение алюминия, магния и их сплавов для трущихся и соударяющихся деталей.

Коэффициент запаса сцепления приводных стальных ходовых колес с рельсами при пуске крана в ненагруженном состоянии должен быть не менее 1,2. Канатные грузовые барабаны должны иметь канавки глубиной не менее 0,5 диаметра каната. На грузовых крюках должны быть предусмотрены предохранительные замки, исключая соскальзывание чалочных канатов с крюков. Конструкция клещевых грузозахватных приспособлений самозажимного и приводного

типа должна обеспечивать коэффициент зажатия груза не менее двух. Крановые и подтележечные рельсы пожаробезопасных кранов должны быть выполнены по возможности без температурных стыков. Взаимное смещение рельсов не должно превышать 1 мм. Зазоры между стыкующимися рельсами должны быть не более 0,5 мм. Электрические машины, устанавливаемые на пожаробезопасных кранах, должны иметь степень защиты от внешней среды не ниже IP44 (ГОСТ 17494—72). При этом электрические машины с контактными кольцами на кранах должны находиться на расстоянии 1 м относительно мест расположения горячих веществ.

Аппаратура управления, установленная на открытых частях кранов (комплектные устройства, выключатели, ключевые посты, шкафы аппаратов, резисторы, коробки сборок зажимов), должна иметь степень защиты от внешней среды IP44 (ГОСТ 14255—69).

Аппаратура, размещаемая в кабине со степенью защиты IP44, может иметь степень защиты IP22. Токосвод к кранам, крановым тележкам и талям для пожароопасных зон всех классов должен осуществляться гибким кабелем с медными жилами с резиновой изоляцией. Для электромотажа на кране могут быть применены провода и кабели только с медными жилами. Для отвода статического электричества с элементов механических узлов, изолированных от заземленных частей электропроводящими материалами или электронепроводящими смазками, необходимо выполнять специальные заземляющие устройства и выбирать электропроводящие материалы с учетом действующих правил снятия статического электричества.

## 16.12. КРАНЫ И КРАНОВОЕ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ВЗРЫВООПАСНЫХ ЗОН

В ряде отраслей промышленности в производственных помещениях, на открытом воздухе, а также в шахтах может возникнуть в определенной зоне

взрывоопасная среда. Взрывоопасная зона создается наличием в ней легко воспламеняющейся взрывоопасной жидкости или взрывоопасной пыли определенной концентрации.

К взрывоопасным легковоспламеняющимся жидкостям относятся жидкости, температура вспышки которых не превышает  $61^{\circ}\text{C}$  при температуре  $+20^{\circ}\text{C}$  и нормальном давлении. Жидкости с температурой вспышки выше  $61^{\circ}\text{C}$  и нагретые в условиях производства до температуры вспышки или выше ее, также относятся к взрывоопасным смесям.

Для взрывоопасных зон может быть применено механическое и электрическое оборудование во взрывозащищенном исполнении. Рекомендациями Международной комиссии МЭК 79—9 и ГОСТ 12.2.020—76 установлена классификация и маркировка взрывозащищенного электрооборудования. Уровни взрывозащиты электрооборудования: 2 — «Электрооборудование повышенной надежности против взрыва» — взрывозащищенное электрооборудование, в котором взрывозащита обеспечивается только в нормальном режиме использования; 1 — «Взрывобезопасное электрооборудование» — взрывозащищенное электрооборудование, в котором взрывозащита обеспечивается в нормальном режиме использования и при признанных вероятных повреждениях, кроме поврежденный средств взрывозащиты; 0 — «Особо взрывобезопасное электрооборудование» — взрывозащищенное электрооборудование, в котором по отношению к взрывобезопасному электрооборудованию приняты дополнительные меры защиты.

Взрывозащищенное электрооборудование имеет следующие виды взрывозащиты: d — взрывонепроницаемая оболочка; p — продувка оболочки под избыточным давлением защитным газом; i — искробезопасная электрическая цепь; q — кварцевое заполнение оболочки с токоведущими частями; o — масляное заполнение оболочки с токоведущими частями; s — специальный вид взрывозащиты; e — защита вида «е».

В зависимости от области применения взрывозащищенное электрооборудование разделяют на две группы: группа I — рудничное оборудование, предназначенное для подземных выработок и рудников; безопасный зазор более 1 мм; группа II — промышленные установки; промышленные пары, газы, пылевоздушные смеси; IIA — безопасный зазор более 0,9 мм; IIB — безопасный зазор более 0,5 мм; IIC — безопасный зазор менее 0,5 мм.

Электрооборудование группы II в зависимости от значения температуры самовоспламенения взрывоопасной среды имеет шесть групп с предельными значениями температур эксплуатации  $450^{\circ}\text{C}$  (T1),  $300^{\circ}\text{C}$  (T2),  $200^{\circ}\text{C}$  (T3),  $135^{\circ}\text{C}$  (T4),  $100^{\circ}\text{C}$  (T5),  $85^{\circ}\text{C}$  (T6).

Маркировка взрывозащищенного электрооборудования включает следующие символы: уровень взрывозащиты (0; 1; 2) имеет обозначение  $E_x$ ; знак вида защиты (d, p, i, q, o, s, e); группу области применения (I; II; IIA; IIB; IIC); температурный класс (T1, T2, T3, T4, T5, T6).

Пример: взрывобезопасное электрооборудование, имеющее взрывонепроницаемую оболочку: группа IIA, температурный класс T3. Маркировка  $1E_xdIIAT3$ .

Для класса помещений (зон) V1 электрооборудование должно иметь уровень взрывозащиты 1, а для классов помещений VIa и VIg — уровень взрывозащиты 2. Для класса помещений V1b может быть применено электрооборудование без средств взрывозащиты. Оболочка со степенью защиты IP44. Для класса помещений VII электрооборудование должно иметь уровень взрывозащиты 1. Для класса помещений VIIA может быть применено электрооборудование без средств взрывозащиты. Оболочка со степенью защиты IP44—IP54. В кранах и талях взрывобезопасного исполнения исключена возможность искрообразования в механической части; температура нагрева наружных поверхностей этих кранов и талей ниже температуры самовоспламенения взрывоопасных смесей; комплектующее электрооборудование имеет взрывозащищенное исполнение.

Для взрывоопасных зон VII и VIIA температура нагревания наружных поверхностей кранов и талей должна быть на  $50^{\circ}\text{C}$  ниже температуры тления пыли (для тлеющих пылей) или не более  $2/3$  температуры самовоспламенения нетлеющих пылей и смесей. Температура тормозов должна быть не выше температуры для соответствующего температурного класса T1...T6, что подтверждается тепловыми испытаниями.

Заземление электрооборудования должно выполняться на специальную заземляющую шину питающего кабеля.

Для отвода статического электричества с незаземленных узлов механической части необходимо руководствоваться специальными правилами защиты от статического электричества.

Скорость передвижения кранов, их тележек и электрических талей при использовании стальных колес с бордами должна быть не более  $0,52$  м/с при коэффициенте запаса сцепления ходовых колес с рельсами не менее 1,5 для ненагруженного механизма. При невозможности выполнения данного требования приводные колеса должны быть выполнены с бандажом из бронзы или должны быть обрешены.

Скорость передвижения в этом случае должна быть такой же, как для кранов общего назначения, а коэффициент запаса сцепления не менее 1,2.

Канатные грузовые барабаны должны иметь канавку глубиной не менее 0,5 диаметра каната или должны быть снабжены устройством, обеспечивающим правильную укладку каната на барабане. Для ручных кранов допускается применение гладких барабанов без канатоукладчика.

В механизмах кранов и талей зазоры между любыми движущимися частями и корпусами, кожухами, ограждениями или элементами металлических конструкций должны исключать возможность трения и соударения во избежание искрообразования. Запрещается применение для трущихся и соударяющихся деталей алюминия, магния и их сплавов. Металлические элементы, которые могут соударяться, должны быть облицованы неискря-

щими материалами. Для тормозных обкладок механических тормозов применение тканевой ленты недопустимо; крепление обкладок к колодкам должно осуществляться медными заклепками с потайными головками или специальным клеем.

Канаты должны быть покрыты консистентной смазкой. На грузозахватных крюках должны быть предусмотрены предохранительные замки, не допускающие соскальзывания чалочных канатов с крюков.

Конструкция клещеных грузозахватных устройств самозажимного и приводного типа должна обеспечивать коэффициент зажатия груза не менее двух.

Краны с электроталиями и отдельные тали с электрическим и ручным приводом во взрывоопасных зонах должны иметь группу режима 1K...3K (Л) (ГОСТ 25546—82), относительную продолжительность включений  $PV = 25\%$  при числе включений в час — 60. Краны с электрическим приводом должны иметь группу режима 4K...5K (С), относительную продолжительность включения  $PV = 40\%$  при числе включений 120 в 1 ч.

Посты управления, коммутирующие искробезопасные цепи, должны иметь степень защиты IP44.

Токоподвод к кранам, крановым тележкам и талям должен выполняться с помощью гибкого кабеля (без кабельного барабана).

Электропривод к открытому механическому колодочному тормозу выбирается взрывозащищенным в соответствии с классом взрывоопасной зоны.

Провода и кабели должны быть только с медными жилами.

Для силовых цепей следует применять кабели марок ВВВ, КПГС, КПГСН без защиты от механических повреждений.

Исходя из условий надежности, удобства монтажа, стационарная прокладка искробезопасных цепей управления на кранах и талях осуществляется открыто; при этом должны быть приняты меры для защиты их в местах возможных повреждений. При этом применяют кабели марок ВВВ КГ; к кинопочным постам управ-



ления подводят кабель марки РПШ и др.

Электродвигатели переменного тока взрывобезопасного исполнения. Грузоподъемные механизмы, эксплуатирующиеся во взрывоопасных зонах, должны комплектоваться электродвигателями. Взрывозащищенное электрооборудование объединено в две группы I и II по условиям использования во взрывоопасных зонах с соответствующими параметрами. В СССР и за рубежом для комплектации взрывобезопасных подъемно-транспортных машин в качестве приводных электродвигателей применяют только односкоростные или двухскоростные асинхронные короткозамкнутые двигатели со степенью защиты от внешней среды IP54 и соответствующими взрывозащитными средствами. В СССР до 1986 г. на кранах взрывобезопасного исполнения применяли только односкоростные короткозамкнутые двигатели. Однако допускается применение для этих кранов двухскоростных двигателей с диапазоном регулирования скорости 1:4. Двигатели первого поколения серии ВАКР, отвечающие современным требованиям взрывозащиты, изготовляли до 1980 г. В настоящее время на подъемно-транспортных машинах взрывобезопасного исполнения используют специальные электродвигатели кранового исполнения VT и ВКР, либо взрывозащищенные электродвигатели общего назначения серии В. По электромеханическим характеристикам электродвигатели серий VT, 2ВКР и В близки к электродвигателям серии 4АС-4А и отличаются от них лишь спецификой обеспечения взрывозащиты и условиями работы во взрывоопасных зонах. Поскольку взрывобезопасные подъемно-транспортные машины относятся в основном к группе режима 2М...3М, электродвигатели взрывозащищенного исполнения имеют номинальные параметры, соответствующие ПВ = 15% и ПВ = 25%.

Взрывозащищенные электродвигатели VT, 2ВКР и В маркируют по степени взрывозащиты IExdIIAT4. Они могут эксплуатироваться в помещениях класса ВI и ВII или в более легких условиях при максимально

допустимой температуре (135 °С) поверхностей электрооборудования. Поскольку взрывозащищенных механических тормозов температурной группы ниже ТI промышленность не изготовляет, электродвигатели серии В без встроенных тормозов могут быть применены для температурной группы ТI, либо при условии, что в процессе торможения температура нагрева фрикционных поверхностей тормозов не будет превышать 135 °С. Например, при частотном регулировании скорости.

Характеристика взрывозащищенных электродвигателей кранового исполнения приведена в табл. 16.40.

Основные размеры электродвигателей приведены в табл. 16.41. Двигатели рассчитаны на питание от сети напряжением 220, 380 и 660 В и частотой 50 Гц, а также от сети напряжением 440 В и частотой 60 Гц, напряжением 415 В и частотой 50 Гц. Электродвигатели рассчитаны для механизмов группы режима 2М...3М и допускают до 60 пусков в час при внешнем моменте инерции  $2,5 J_{дв}$ . Тормоза рассчитаны на аналогичную нагрузку. Встроенные механические тормоза обеспечивают работу при колебаниях напряжения сети 85...110% номинального.

По способу монтажа электродвигателя серии VT и ВКР имеют исполнение IM 1001, а двигатели серии В имеют исполнение IM 1001 и IM 2001. Встроенные тормоза рассчитаны на 60 торможений в час при номинальной частоте вращения и моменте инерции  $J_{общ} = 2,5 J_{дв}$ .

Аппаратура управления для кранов взрывозащищенного исполнения. Краны взрывозащищенного исполнения, устанавливаемые в зонах ВI и ВII, в соответствии с рекомендациями ГОСТ 12.2.020—76 комплектуют взрывозащищенным электрооборудованием группы I и II с предельными значениями температур эксплуатации ТI...Т4 в зависимости от условий применения взрывоопасных веществ. При этом контактная электрическая аппаратура должна иметь следующие виды взрывозащиты: оболочка взрывонепроницаемая — d; электрические цепи искробезопасные — i.

16.40. Характеристика крановых взрывозащищенных электродвигателей напряжением 380 В и частотой 50 Гц

Двигатель	Режим работы, ПВ %	Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Номинальный ток, А	Сила пускового тока, А	Максимальный момент, Н·м	Пусковой момент, Н·м	Число пусков в час вхолостую	Тормозной момент, Н·м
Vt63A4	15	0,25	1350	1,7	6,8	4,0	4,0	4000	4,4
Vt63B4	15	0,37	1350	2,1	8,4	6,7	6,7	4000	6,9
Vt71A4	15	0,55	1390	2,8	11,0	8,2	6,6	4000	7,4
Vt71B4	15	0,75	1390	3,2	13,0	11,2	9,2	4000	9,8
Vt80B6	15	1,1	930	5,0	20	28	19	4000	23,5
2ВКр90L6	25	1,5	930	4,5	20	35	32	4000	26
2ВКр100L6	25	2,2	950	5,8	32	53	44	3800	36
2ВКр112МА6	25	3,0	950	7,8	47	80	60	3000	50
2ВКр112МВ6	25	4,0	955	9,2	55	110	80	3000	66
2ВКр132S6	25	5,5	960	10,8	67	150	120	2000	90
2ВКр132М6	25	7,5	965	15,8	100	200	175	2000	123

Примечание. Номинальный момент в процессе пуска должен быть не менее 80 % пускового.

Условное обозначение аппаратуры таких зон — IExdIIIT1—T4.

Для кранов взрывобезопасного исполнения используют специальные короткозамкнутые крановые двигатели взрывозащищенного исполнения. Управление этими электродвигателями производят комплектом специальной взрывозащищенной аппаратуры. Краны взрывозащищенного исполнения относятся к группе 3К, а механизмы этих кранов относятся к группе режима 2М...3М. Режим использования механизмов кранов при эксплуатации: ПВ = 25%; число включений в час до 60, скорость механизмов подъема не более 0,06 м/с, скорость механизма передвижения моста не более 0,9 м/с, а скорость передвижения тележки не более 0,3 м/с. При таких параметрах отпадает необходимость применения для кранов общего назначения двухскоростных электродвигателей, поэтому описываемая ниже аппаратура предназначается только для управления односкоростными короткозамкнутыми электродвигателями.

Аппаратура мостовых кранов. Для управления мостовыми и козловыми кранами грузоподъемностью 5...50 т с подъемными лебедками кранового типа используют взрывозащищенные магнитные станции серии СКВ. Станции, рассчитанные для эксплуатации в климатических условиях У2, Т2, имеют степень защиты от окружающей среды IP54, напряжение 220, 380, 415 В, частоту 50 Гц или напряжение 380, 440 В и частоту 60 Гц, ПВ = 25%. Станции могут быть использованы для механизмов группы режима 2М...3М. Характеристика станции СКВ приведена в табл. 16.42.

Типовая схема станции СКВ-2 показана на рис. 16.13. Управление кнопочное, от кнопочных постов обычного невзрывозащищенного типа. Включение двигателей осуществляется реверсивными магнитными пускателями. В цепь двигателей каждого механизма установлен автоматический выключатель с токовременной и электромагнитной токовой отсечкой. Управление катушками пускателей осуществляется от блоков искробезо-

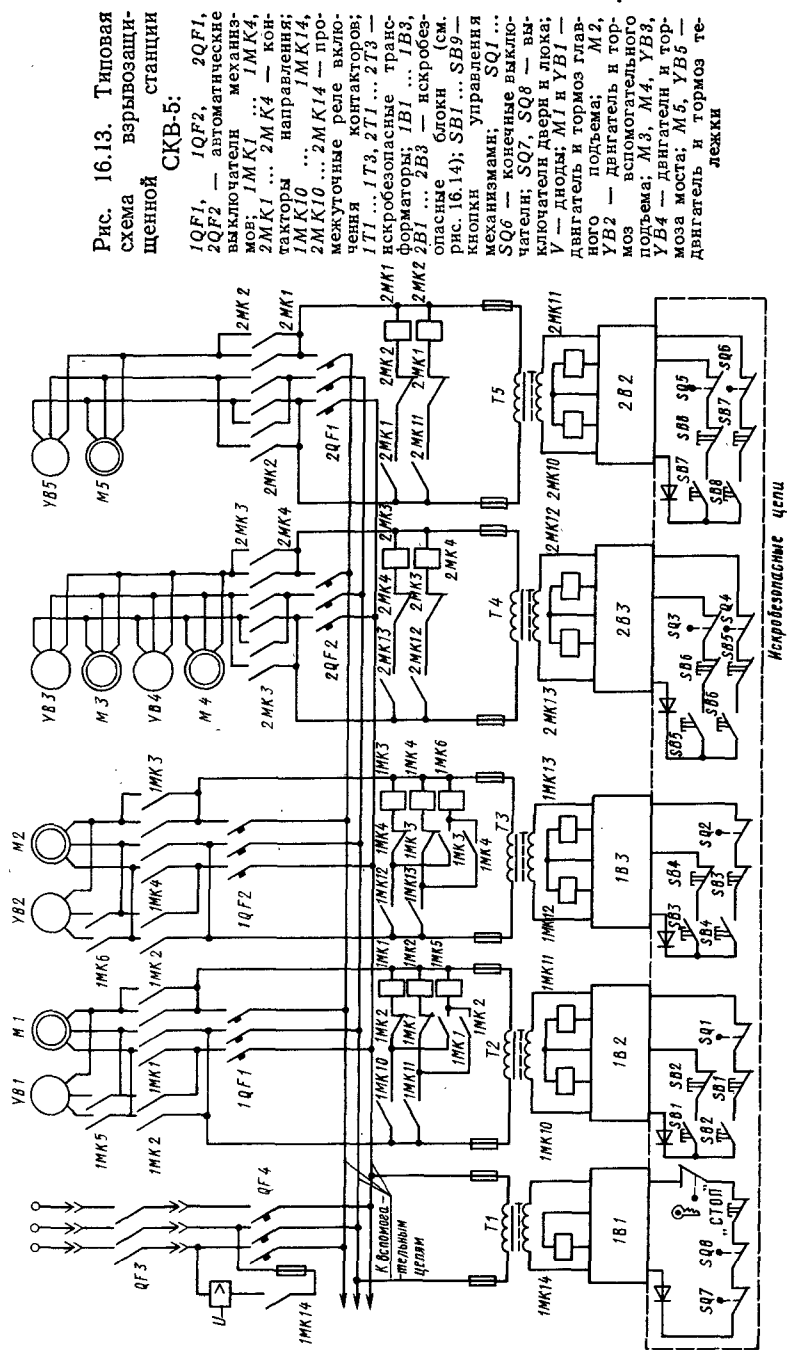
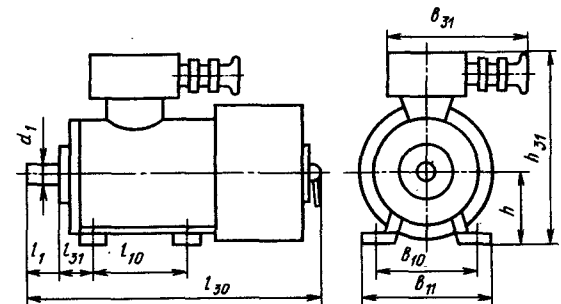


Рис. 16.13. Типовая схема взрывозащитной станции СКВ-5:

1QF1, 1QF2, 2QF1, 2QF2 — автоматические выключатели механизмов; 1MK1 ... 1MK4, 2MK1 ... 2MK4 — контакторы направления; 1MK10 ... 1MK14, 2MK10 ... 2MK14 — промежуточные реле включения контакторов; 1T1 ... 1T3, 2T1 ... 2T3 — искробезопасные трансформаторы; 1B1 ... 1B3, 2BK2 2B1 ... 2B3 — искробезопасные блоки (см. рис. 16.14); SB1 ... SB9 — кнопки управления механизмами; SQ1 ... SQ6 — конечные выключатели дверей и люка; V — диоды; M1 и YB1 — двигатель и тормоз главного подъемника; M2, YB2 — двигатель и тормоз вспомогательного подъемника; M3, M4, YB3, YB4 — двигатели и тормоза моста; M5, YB5 — двигатель и тормоз тележки

16.41. Основные параметры электродвигателей взрывозащищенного исполнения



Двигатель	$l_1$	$l_{31}$	$l_{10}$ без тормоза	$h$	$b_{10}$	$b_{11}$	$b_{31}$	$d_1$	Масса, кг	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	$I_{30}$ с тормозом
BT63A	30	40	—	80	63	100	—	235	14	0,0008	370
BT63B	30	40	—	80	63	100	—	235	14	0,0015	370
BT71A	40	45	—	90	71	112	—	230	19	0,0025	400
BT71B	40	45	—	90	71	112	—	230	19	0,002	400
BT80B	50	50	—	100	80	125	—	271	22	0,006	450
2BKp90	50	56	—	125	90	140	175	355	24	0,0075	530
2BKp100	60	63	—	140	100	160	205	375	28	0,02	605
2BKp112MA	80	70	—	140	112	190	255	415	32	0,027	820
2BKp112MB	80	70	—	140	112	190	255	415	32	0,035	820
2BKp132M	80	89	—	178	132	216	275	460	38	0,085	855
2BKp132	80	89	—	178	132	216	275	460	38	0,085	855

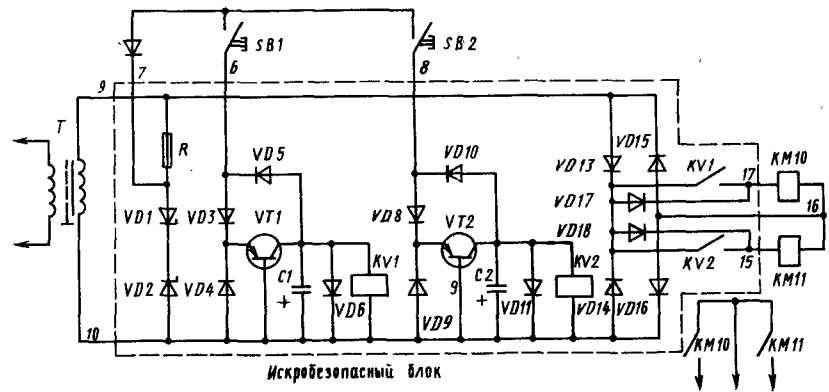


Рис. 16.14. Схема блока искробезопасной коммутации:

R — балластный резистор; VD1, VD2 — стабилитроны; VD3 ... VD18 — диоды; VT1, VT2 — транзисторы; T — искробезопасный трансформатор цепи управления; SB1, SB2 — кнопки направления движения; KV1, KV2 — реле направления движения; KM10, KM11 — промежуточные реле включения контакторов направления; C1, C2 — конденсаторы



## 16.42. Характеристика станций СКВ

Параметр	СКВ-1, СКВ-2	СКВ-3, СКВ-4	СКВ-5	СКВ-6
Номинальная сила тока контактора, А:				
главного подъема	20	30	63	100
вспомогательного подъема	—	20	63	63
передвижения тележки главного подъема	30	63	20	100
тележки главного подъема	20	20	20	20
тележки вспомогательного подъема	—	20	—	—
Диапазон мощностей двигателей, кВт:				
главного подъема	3,5 ... 8,5	5,0 ... 11	11 ... 22	22 ... 38
вспомогательного подъема	—	3,5 ... 8,5	11 ... 22	11 ... 22
передвижения крана	2×2,2 ... 2×5	2×5 ... 2×11	2×2,2 ... 2×5	2×5 ... 2×11
передвижения тележки главного подъема	0,4 ... 1,0	0,4 ... 1,5	0,8 ... 2,2	0,8 ... 2,2
передвижения тележки вспомогательного подъема	—	0,4 ... 1,5	—	—
Число включений в час:				
подъемов	60	60	60	120
передвижений	120	120	120	60
Коммутационная износостойкость, циклов ВО	1×10 <sup>6</sup>	1×10 <sup>6</sup>	1×10 <sup>6</sup>	1×10 <sup>6</sup>
Относительная продолжительность включения, ПВ %	25	25	25	25

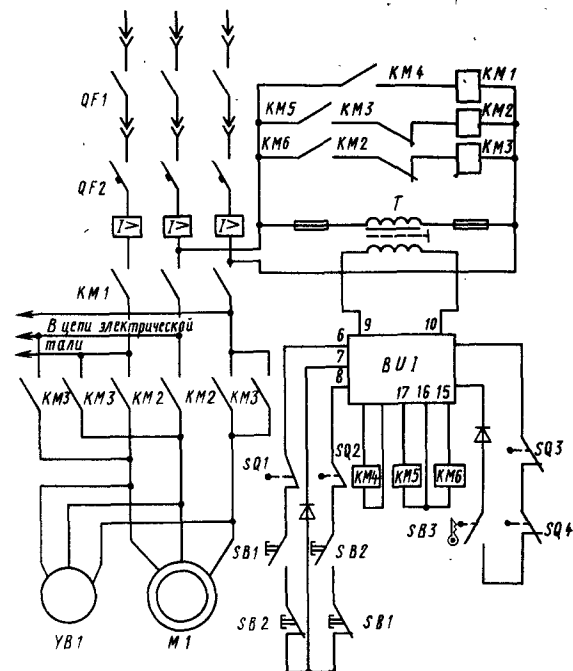
пасной коммутации БУИ. Блок искробезопасной коммутации на каждый механизм показан на рис. 16.14. От специального искробезопасного трансформатора цепи управления, понижющего напряжение с 380 до 24 В, получает питание схема, состоящая из источника стабилизированного напряжения постоянного тока 15 В и двух промежуточных реле К-1 и К-2, получающих питание от транзисторных

усилителей. Кнопочные элементы внешнего невзрывозащищенного поста управления включают и коммутируют токи силой 0,05 А (напряжением 15 В) без образования взрывоопасной искры. Этот сигнал усиливается блоком БУИ.

Магнитные пускатели имеют по два свободных нормально открытых блок-контакта, используемых в схеме крана. Аппаратура помещена во взрыво-

Рис. 16.15. Схема блока БДЗ-3:

QF1 — разъединитель; QF2 — автоматический выключатель электропривода крана; KM1 — линейный контактор; KM2, KM3 — контакторы направления движения моста; T — искробезопасный трансформатор; БУ1 — искробезопасный блок; KM4 ... KM6 — промежуточные реле включения контакторов; M1 — двигатель передвигания крана; YB1 — обмотка тормоза; SB1, SB2 — кнопки управления; SQ1, SQ2 — конечные выключатели; SB3 — контактный замок; SQ3, SQ4 — выключатели двери и люка



защитную оболочку, рассчитанную для группы II. Питание крана осуществляется от взрывозащищенного блока защиты БДЗ-2, имеющего взрывозащищенную оболочку и степень защиты IP54. В блок БДЗ-2 входит разъединитель с наружной рукояткой, автоматический выключатель (номинальная сила тока 100 А) с токовой отсечкой (сила тока 400 и 630 А) и нулевым расцепителем. Управление нулевым расцепителем при управлении с пола осуществляется с кнопочного поста кнопкой «Стоп» через блок искробезопасной коммутации БУИ. Для подготовки схемы к действию необходимо включить автоматический выключатель, одновременно нажимая на кнопку восстановления защиты. Блок БДЗ-2 при управлении с пола установлен вне крана, а при управлении из кабины этот блок размещен в кабине.

Аппаратура однобалочных кранов. На подвесных взрывозащищенных кранах в качестве механизмов подъема и передвижения тележки используют взрывобезопасные электрические тали,

имеющие взрывозащищенную аппаратуру с искробезопасными цепями. Поэтому для таких кранов необходимо иметь устройство ввода и комплект аппаратуры управления двигателями передвижения моста. Таким комплектным устройством является взрывоза-

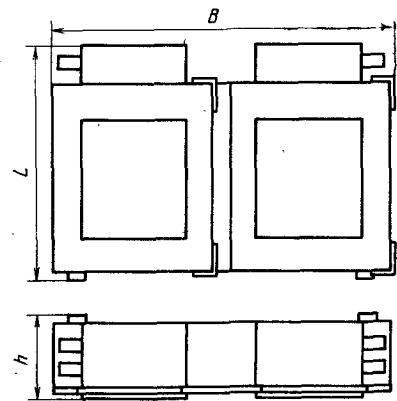


Рис. 16.16. Станции взрывозащищенного исполнения

щищенный блок БДЗ-3. Блок имеет степень защиты IP54 с искробезопасными цепями управления. Блок устанавливается вне крана (рис. 16.15). В блок входит разъединитель главной цепи QF1, автоматический выключатель QF2 с токовой защитой, однофазный автоматический выключатель Q3 реверсивные пускатели КМ2, КМ3 искробезопасный трансформатор Т, блок искробезопасной коммутации БУИ с вспомогательным реле КМ4 ... КМ6. От этого блока получает питание, кроме механизма передвижения, взрывобезопасная электрическая таль. Блок БДЗ-3 имеет следующие технические данные: номинальное напряжение 380 В; частота 50 Гц; номинальный ток 50 А; номинальный ток контактора 25 А. Суммарная наибольшая

мощность управляемых двигателей 9 кВт; коммутационная износостойкость  $1 \cdot 10^6$  циклов ВО; масса блока 110 кг. Размеры коммутационных и защитных аппаратов приведены на рис. 16.16 и в табл. 16.43.

Как указывалось выше, при наличии искробезопасных устройств коммутации кнопочные выключатели и посты управления на взрывозащищенных кранах могут быть обычного исполнения. В частности, в посты управления обычного исполнения типа ПКТ для взрывозащищенных систем добавляются только диоды для контроля токопрохождения. Посты этого исполнения имеют типовые обозначения ПКТИ4К для четырех кнопочных элементов и ПКТИ6К — для шести кнопочных элементов.

16.43. Характеристика станций взрывозащищенного исполнения

Показатель	СКВ-1 СКВ-2	СКВ-3 СКВ-4 СКВ-5	СКВ-6	СОК-1	БДЗ-2	БДЗ-3
L	580	580	1100	1100	910	910
B	1300	2000	2700	548	280	280
h	390	390	390	400	348	348
Масса, кг	260	400	550	260	103	110

1. Абрамович И. И., Микушевич Ф. Э. Поворотные грузовые подвески кранов общего назначения//Подъемно-транспортное оборудование. М.: НИИ ФОРМТЯЖМАШ, 1977, № 40, вып. 6—77—40. С. 40.

2. Абрамович И. И., Котельников Г. А. Козловые краны общего назначения. М.: Машиностроение, 1983. 232 с.

3. Абрамович И. И., Панасенко Н. Н. Краны повышенной надежности для обслуживания атомных электростанций//Подъемно-транспортное оборудование: Обзор. информ. М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1984. 44 с.

4. Абрамович И. И. Облегченные конструкции в современном краностроении//Подъемно-транспортное машиностроение. М.: ВИНТИ АН СССР, 1984. 40 с.

5. Австралийский стандарт AS1418. Правила устройства кранов. Общие требования.

6. Айрапетов Э. Л., Косарев О. И. Зубчатые муфты. М.: Наука, 1982. 128 с.

7. Аккерман Ю. А., Волошанский В. В., Зильберман Э. М. Местные напряжения и выбор рациональных размеров грузонесущих балок подъемно-транспортных машин//Стандартизация расчетов и испытаний на прочность. 1984. № 4. С. 71—79.

8. Акопов М. Г., Дудкин М. Н. Расчет и проектирование авиационных систем индивидуального жизнеобеспечения. М.: Машиностроение, 1985. 232 с.

9. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1984. 332 с.

10. Альперович А. И., Полосин М. Д., Поляков В. И. Устройство и эксплуатация подкрановых путей на строительстве. М.: Стройиздат, 1975. 263 с.

11. Асинхронные электродвигатели

серии 4А: Справочник. М.: Энергоиздат, 1982. 502 с.

12. Аслис А. Е., Иващенко Г. А. Повышение прочности сварных конструкций. Киев: Наукова думка, 1985. 238 с.

13. Башмаков Ю. И., Винарский В. Л. Противокоррозионная окраска стальных конструкций. М.: Стройиздат, 1979. 104 с.

14. Березин В. Н., Ивашков Н. И., Юнгеров В. С., Шигель А. Ю. К вопросу о применении ограничителя грузоподъемности ОГП-1 в мостовых электрических кранах//Электропривод, автоматизация и надежность ПТМ; Сб. науч. тр. М.: ВНИИПТМАШ, 1981.

15. Блейх Ф. Устойчивость металлических конструкций. М.: Физматгиз, 1959. 542 с.

16. Брауде В. И. Вероятностные методы расчета грузоподъемных машин Л.: Машиностроение, 1978. 232 с.

17. Брудка Я. Трубчатые стальные конструкции. М.: Стройиздат, 1975. 206 с.

18. Бычков Д. В. Строительная механика стержневых тонкостенных конструкций. М.: Госстройиздат, 1962. 475 с.

19. Багинский К. С., Зотов Ф. С., Николаевский Г. М. Мостовые и металлургические краны. М.: Машиностроение, 1970. 300 с.

20. Вайнсон А. А., Андреев А. Ф. Крановые грузозахватные устройства: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 304 с.

21. Васильченко В. Т., Рутман А. Н., Лукьяненко Е. П. Справочник конструктора металлических конструкций. Киев: Будівельник, 1980. 288 с.

22. Вершинский А. В. Технологичность и несущая способность крановых металлоконструкций. М.: Машиностроение, 1984. 167 с.

23. Вершинский А. В., Гохберг М. М., Семенов В. П. Строитель-

- ная механика и металлические конструкции. Л.: Машиностроение, 1984. 231 с.
24. Веселков В. Д. Односторонняя сварка стыковых соединений стальных корпусных конструкций. Л.: Судостроение, 1984. 200 с.
25. Вешневский С. Н. Характеристики двигателей в электроприводе. М.: Энергия, 1977. 472 с.
26. Вольмир А. С. Устойчивость упругих систем. М.: Физматгиз, 1963. 879 с.
27. Ганьшин В. Н., Репалов И. М. Геодезические работы при строительстве и эксплуатации подкрановых путей. М.: Недра, 1980. 120 с.
28. Гнутые профили проката: Справочник/Под ред. И. С. Пришевского. М.: Металлургия, 1980. 351 с.
29. Гордеев В. А. Рельсовые пути тяжелых транспортных устройств. М.: Транспорт, 1981. 159 с.
30. Горохов Е. В., Карпенко Н. Т. Повышение долговечности металлических конструкций мостовых кранов. Киев: Вища школа, 1986. 147 с.
31. Гохберг М. М., Фом Ван Хой. Выбор оптимальных параметров пролетного строения одноконсольных и двухконсольных кранов при данной общей длине моста//Грузоподъемные и погрузочные машины. Новочеркасск: 1985. 7—14 с.
32. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин Л.: Машиностроение, 1976. 450 с.
33. Грузоподъемные машины/М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов и др. М.: Машиностроение, 1986. 400 с.
34. Грузоподъемные краны: В 2 кн. Сокр. пер. с нем./Г. Пайер, М. Шефлер, Х. Кильхорн и др. М.: Машиностроение, 1981. 620 с.
35. Гуле Ж. Сопротивление материалов: Справ. пособие: Пер. с фр. М.: Высшая школа, 1985. 192 с.
36. Девнин С. И. Аэрогидромеханика плохообтекаемых конструкций. Л.: Судостроение, 1983. 311 с.
37. Дуговая сварка стальных трубных конструкций/И. А. Шмелева, М. З. Шейкин, И. В. Михайлов, Э. В. Островский, М.: Машиностроение, 1985. 232 с.
38. Егоров К. А. Справочник механизатора погрузочно-разгрузочных и транспортных работ. Л.: Машиностроение, 1979. 326 с.
39. Ерофеев Н. И. Предохранительные и сигнализационные устройства кранов. М.: Машиностроение, 1980. 152 с.
40. Заварина М. В. Строительная климатологии. М.: Гидрометеиздат, 1976. 312 с.
41. Загора А. Л., Казакевич М. И. Гашение колебаний мостовых конструкций. М.: Транспорт, 1983. 134 с.
42. Зерцалов А. И., Певзнер Б. И., Бененсон И. И. Краны-штабелеры. М.: Машиностроение, 1986. 320 с.
43. Зерцалов А. И. Краны с жестким подвесом грузов. М.: Машиностроение, 1979. 120 с.
44. Зрунок М. Противокоррозийная защита металлических конструкций: Пер. с чеш. М.: Машиностроение, 1984. 132 с.
45. Иванов В. Н. О перекосе крановых ходовых колес и способе устранения его в условиях эксплуатации крана//Подъемно-транспортное оборудование. Киев. Техника. 1980. № 11. С. 10.
46. Иванченко Ф. К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин Киев: Вища школа, 1983. 351 с.
47. Инструкция по проектированию путей внутрицехового подвеса транспорта. М.: Стройиздат, 1965. 61 с.
48. Исследование прочности и расчет конструкций и путей строительных башенных кранов/Под ред. Б. Л. Евдокимова. М.: Стройиздат, 1980. 172 с.
49. Казак С. А. Грузоподъемные машины. Элементы статистической динамики нагружения в крановых механизмах. Свердловск: УПИ, 1981. 40 с.
50. Каплуи Я. А. Стальные конструкции из широкополочных двутавров и тавров. М.: Стройиздат, 1981. 143 с.
51. Концевой, Е. М., Розенштейн Б. М. Ремонт крановых металлоконструкций. М.: Машиностроение, 1979. 206 с.
52. Косилова А. Г., Сухов М. Ф. Технология производства подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1982. 301 с.

53. Ксюнин Г. П., Толчек В. Н. О нелинейности механических характеристик буферов//Динамика и надежность погрузочных и грузоподъемных машин: Тр. Новочеркасского политехнического института, 1982. С. 102—105.
54. Кузин В. С. Психология. М.: Высшая школа, 1982. 256 с.
55. Кубланов Н. П., Спенглер И. Е. Строительная механика и металлические конструкции. Киев: Будівельник, 1968. 265 с.
56. Куклева Л. Н., Павлов М. Е. Об устойчивости элементов коробчатой балки с первоначальными несовершенствами//Крановые механизмы и металлоконструкции: Сб. науч. тр. ВНИИПТМАШ. М.: 1984. С. 121—130.
57. Линник А. С., Трушин А. В., Гапоненко С. А. Способы увеличения сроков службы ходовых колес мостовых кранов//Технология и организация производства. Научно-производственный сборник. Киев: 1985. № 7. С. 17—18.
58. Лисовский А. С., Окишев В. К., Усманов Ю. А. Плоский изгиб и растяжение кривых тонкостенных брусьев. М.: Машиностроение, 1972. 167 с.
59. Лихтарников Я. М., Летников Н. С., Левченко В. И. Технико-экономические основы проектирования стальных конструкций. Киев — Донецк: Вища школа, 1980. 240 с.
60. Лихтарников Я. М., Ладженский Д. В., Клыков В. М. Расчет стальных конструкций. Киев: Будівельник, 1984. С. 358.
61. Мархель И. И. Крановые канаты. М.: Машиностроение, 1983. 128 с.
62. Махутов И. А., Воробьев А. З., Гаденин М. М. Прочность конструкций при малоцикловом нагружении. М.: Наука, 1983. 270 с.
63. Мачульский И. И., Алепин Е. А. Машины напольного безрельсового транспорта. М.: Машиностроение, 1982. 233 с.
64. Металлические конструкции: Справочник проектировщика. М.: Стройиздат, 1980. 776 с.
65. Металлические конструкции/Е. И. Беленя, В. А. Балдин, Г. С. Ведеников и др. М.: Стройиздат, 1985. 560 с.
66. Михайлов Г. Г., Бобровников А. П., Красенькова Л. В. Конструкция из алюминиевых сплавов: Справочник. М.: Металлургия, 1983. 239 с.
67. Михайлов Ю. К. Развитие методов расчета муфт с резиновыми упругими элементами//Тр. ЛПИ. 1983. № 396. С. 3—10.
68. Мухомов К. К. Металлические конструкции. М.: Стройиздат, 1976. 504 с.
69. Мотор-редукторы и редукторы: Каталог. В 2 ч. М.: НИИМаш, 1980—1981. 124 с.
70. Николаев Г. А., Куркин С. А., Винокуров В. А. Сварные конструкции. Технология изготовления. Автоматизация производства и проектирование сварных конструкций. М.: Высшая школа, 1983. 344 с.
71. Никольский Л. Н., Кегли Б. Г. Амортизаторы удара подвижного состава. М.: Машиностроение, 1986. 144 с.
72. Общесоюзные нормативы расхода лакокрасочных материалов. Госсиаб СССР. М.: Машиностроение, 1985. 101 с.
73. Основы автоматизированного электропривода/М. Г. Чиликин, М. М. Соколов, В. М. Терехов, А. В. Шинянский. М.: Энергия, 1974. 420 с.
74. Особенности автоматизированного проектирования металлических конструкций мостовых кранов/А. С. Липатов, М. Е. Павлов, К. Ю. Попов и др.//Краны, механизмы и металлоконструкции. Сб. науч. тр. М.: ВНИИПТМАШ, 1985. С. 105... 109.
75. Петренко О. С. Подвесные рельсовые дороги. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.
76. Пяковский А. А. Статика стержневых систем со сжатými элементами. Физматгиз. М.: 1961. 394 с.
77. Повышение долговечности металлических конструкций промышленных зданий/А. И. Кикин, А. А. Васильев, Б. Н. Кошутин и др. М.: Стройиздат, 1984. 301 с.
78. Покропивный С. Ф. Экономическое обоснование инженерных решений. Киев: Техника, 1985. 206 с.
79. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочники по муфт

- там. Л.: Машиностроение, 1979. 344 с.
80. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. М.: Металлургия, 1981. 168 с.
81. Правила устройства электроустановок. М.: Энергоатомиздат, 1985. 640 с.
82. Проектирование механических передач/С. А. Чернавский, Г. А. Снегарев, Б. С. Козинцов и др. М.: Машиностроение, 1984. 500 с.
83. Проектирование и защита производственных зданий в особых условиях/Н. С. Метелок, Ю. Л. Бучинский, М. В. Коваленко и др. Киев: Будівельник, 1984. 176 с.
84. Прочность, устойчивость, колебания: Справочник/Под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. Т. 1. 831 с.; Т. 2. 507 с.
85. Промышленный транспорт: Справочник проектировщика/Под ред. А. С. Гельмана, С. Д. Чубарева. М.: Стройиздат, 1984. 415 с.
86. Рагулин И. А., Ромашенко В. А. Смазка реборд ходовых колес кранов//Машиностроитель. 1985. № 9. С. 28—29.
87. Размещение и крепление грузов в вагонах/А. Д. Малов, О. И. Михайлов, Г. М. Штейнфер и др. М.: Транспорт, 1980. 328 с.
88. Рапутов Б. М. Электрооборудование металлургических кранов. М.: Металлургия, 1977. 172 с.
89. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник/Л. С. Бойко, А. З. Высоцкий, Э. Н. Галыченко и др. М.: Машиностроение, 1984. 247 с. (Б-ка конструктора).
90. Резвиченко Н. К., Нечипоренко Л. Г. Расчет полок двутавров, усиленных полосой//Подъемно-транспортное оборудование: Респ. межвед. науч.-техн. сб. 1985. Вып. 16. С. 39—41.
91. Решетников В. Н. Особенности действительной работы и расчета элементов из одиночных уголков в составе решетчатых конструкций//Исследования прочности элементов строительных металлических конструкций. М.: ЦНИИСК им. В. А. Кучеренко. С. 35—44.
92. Ржаницын А. Р. Устойчивость равновесия упругих систем. М.: Гостехтеориздат, 1955. 475 с.
93. Руководство по определению стоимости эксплуатации промышленных зданий на стадии их проектирования/ЦНИИПромзданий Госстроя СССР. М.: Стройиздат, 1977. 65 с.
94. Руководство по расчету зданий и сооружений на действие ветра. М.: Стройиздат, 1978. 224 с.
95. Рябова Н. Н., Соколов В. А., Левченко Б. И. К расчету однобалочных мостовых кранов решетчатой конструкции//Сб. науч. тр. Краны, механизмы и металлоконструкции: М., ВНИИПТМАШ, 1985. С. 42... 48.
96. Сахновский М. М. Легкие конструкции стальных каркасов зданий и сооружений. Киев: Будівельник, 1984. 160 с.
97. Совершенствование конструкций кранов мостового типа/В. П. Балашов, В. Г. Креков, Ф. Э. Микушев и др. Подъемно-транспортное оборудование. Обзор. инфор. М.: ЦНИИТЭИ-ТЯЖМАШ, 1983. Вып. 5, 42 с.
98. Соколов М. М. Автоматизированный электропривод общепромышленных механизмов. М.: Энергия, 1976. 487 с.
99. Соколов М. М., Варава В. И., Левит Г. М. Гасители колебаний подвижного состава. М.: Транспорт, 1985. 216 с.
100. Солодарь М. Б., Плишкин Ю. В., Кузнецова М. В. Металлические конструкции для строительства на Севере. Л.: Стройиздат, 1981. 208 с.
101. Сортовые профили проката./В. П. Лемницкий, И. П. Шулаев, И. С. Тришевский и др. М.: Металлургия, 1981. 622 с.
102. Справочник по кранам. Т. I и II/Под ред. А. И. Дукельского. Л.: Машиностроение, 1971. 630 с.
103. Справочник проектировщика промисленных, жилых и общественных зданий и сооружений: Расчетно-теоретический/Под ред. А. А. Уманского. М.: Стройиздат. 1977. Кн. 1. 599 с.
104. Сухарев И. П. Прочность шарнирных узлов машин. М.: Машиностроение, 1977. 168 с.

105. Ташкинов В. А. Мостовые однобалочные краны. М.: Машиностроение, 1974. 134 с.
106. Телегин В. Я. Совершенствование технологии закрепления канатов грузовых стропов обжимными гильзами//Механизация и технология механомонтажных работ. М.: Стройиздат, 1983. С. 70—77.
107. Тимофеев В. Д., Микушевич Ф. Э. Силовой анализ некоторых пространственных подвесок крановых грузозахватных устройств//Тр. ВНИИПТМАШ, 1977. № 1. С. 21—30.
108. Тимошенко С. П., Гудир Д. Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.
109. Тормозные устройства: Справочник/М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев и др./М.: Машиностроение, 1985. 312 с.
110. Федосеев В. Н., Руиов М. М.: Посobie машинисту мостового крана: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 240 с.
111. Фесик С. П. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Будівельник, 1982. 280 с.
112. Художественное проектирование/Б. В. Нешумов, Е. Д. Щедин, Г. Б. Минервин и др. М.: Просвещение, 1973. 175 с.
113. Хилл П. Наука и искусство проектирования. М.: Мир, 1973. 262 с.
114. Шабашов А. П., Лысяков А. Г. Мостовые краны общего назначения. М.: Машиностроение, 1980. 304 с.
115. Шафиров З. Е., Балашов В. П. Точность крановых механизмов//Тр. ВНИИПТМАШ. 1972. № 1. С. 11—55.
116. Шафиров З. Е. О нормах проектирования подъемно-транспортных машин и оборудования для работы во взрывоопасных и пожароопасных помещениях//Тр. ВНИИПТМАШ. 1975. № 3. С. 3—17.
117. Шеффлер М., Пайер Г., Курт Ф. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин: Сокр. пер. с нем. М.: Машиностроение, 1980. 225 с.
118. Электропривод и автоматизация управления строительными башенными кранами/И. И. Петров, А. П. Богословский, Е. М. Певзнер, А. Г. Яуре. М.: Машиностроение, 1979. 206 с.
119. Электрооборудование кранов/А. П. Богословский, Е. Н. Певзнер, Н. Ф. Семерня, З. Е. Шафиров, А. Г. Яуре. М.: Машиностроение, 1983. 310 с.
120. Яуре А. Г., Шафиров З. Е. Применение асинхронных коротковзамкнутых электродвигателей для механизмов передвижения грузоподъемных кранов//Электротехника. 1984. № 8. С. 29—30.
121. Яуре А. Г. Электроприводы контейнерных кранов: Обзор. М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1985. 36 с.
122. Яуре А. Г. Современные электроприводы кранов управляемых с пола: Обзор. М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1986. 40 с.
123. Яуре А. Г., Певзнер Е. М. Крановые электроприводы: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1988. 380 с.
124. Bennets I. D., Grundy P. A study of crane box girders//Civil Engineering Transactions, 1982. N 11. P. 260—266.
125. Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau. Weitz W, Küttner. Berlin; Springer—Verlag, 1983. 1498 p.
126. Horbach R. Kugelgraphitguß für Kranlaufträder//VDI—Zeitschrift, 1982. N 4. P. 29—31.
127. Kos M. Bewertung neuer Katzenbauarten der Einträgerbrücken und Portalcranes//VDI—Zeitschrift. 1982. N 4. P. 135—140.
128. Kreuß G., Müller W. Neue Wege im Kranbau für Hü Hen werke. Stahl und Eisen. 1982. N 7. S. 351—358.
129. Kurth F. Stahlbau. T. 2. Berlin: Verlag Technik, 1981. S. 234.
130. Mc Caffrey F. P. Designing overhead cranes for nonflat runways. Iron and Steel Engineers. 1985. N 12. P. 32—35.
131. Neumann A. Schweisstechnisches Handbuch für Konstrukteure. T. 1. Berlin: Verlag Technik, 1985. 572 s.
132. Okubo T., Nethercot D. A. Web post strength in castellated steel beams. Proceeding Institution of civil engineers, 1985. N 9. P. 533—577.
133. Ramakoteswara Rao K., Parameswaran M. A. Berechnung einer als geschlossener Rechteckrahmen ausgebildeten Laufkranonstruktion. Föudern und Heben. 1986. N 1. S. 36—39.

134. Schwingungsdämpfung für Krankabenen//VDI—Zeitschrift, 1982. N 9. S. 341—344.
135. Scheffler M., Dresig H., Kurth F. Unstetigförderer 2. Berlin: Verlag Technik, 1985. 348 s.
136. Totten C. Reducing crane wheel failures by 50 %. Iron and Steel Engineers, 1985. N 12. P. 22—25.
137. Williams D. G., Alami B. Thin plate design for in-plate loading. London. Granada, 1979. 210 p.

## А

- Автоматические выключатели 312 315  
 Аппаратура управления электроприводов 251  
 — — защиты 311  
 Анеометры 137

## Б

- Балки криволинейные 54  
 — однопролетные 47  
 — трехпролетные 48  
 Барабаны канатные  
 — — размеры 113  
 — — расчет 122  
 — — устройство 130  
 Блокировка (защита) нулевая 312  
 Блоки искробезопасной коммутации канатные 115  
 Буксы угловые 127

## В

- Взрывозащищенные магнитные станции 343  
 Взрывозащита 340  
 — виды 340  
 — температурный класс 340  
 Взрывоопасные зоны 340  
 Времени постоянная 318  
 Выключатели конечные подъема 140  
 — — рычажные 140  
 — — шпindelные 141  
 Выбег при конечной защите 141  
 Выбор электродвигателя механизма передвижения 329, 330  
 — — — подъема 330  
 — — — поворота 330  
 — — — стрелы 331

## Г

- Геометрические характеристики сечений стержней 41—43  
 — — — изгибно-крутильные 43  
 — — — секториальные 41  
 — — — грубчатых крутильные 42  
 Графики загрузки кранов 5

## Д

- Датчик уснлия 145  
 Днафрагмы пролетных балок 80

- — — конструкция 80  
 — — — расчет 55  
 Допустимое число пусков и торможений 334

## З

- Защита от столкновений кранов 142  
 — максимальная 312  
 Зубчатая передача 107, 110

## К

- Кабели взрывобезопасных кранов 341  
 Кабины управления  
 — — виброзащита 160  
 — — рабочее место 154  
 — — санитарно-гигиенические требования 157  
 Канаты стальные, расчет 111  
 Ключ-марка 313  
 Козловые краны 215  
 — — грузовые тележки 217  
 — — допускаемые прогибы 226  
 — — канатные механизмы 235  
 — — монтаж 222  
 — — нагрузки 223  
 — — напряженное состояние элементов металлоконструкции 226  
 — — схемы запасовки канатов 215  
 Колеса ходовые 119  
 — — допускаемые отклонения точности установки 198  
 — — конструкция 119  
 — — неметаллические 122  
 — — подшипниковые узлы 126  
 — — на втулках 126  
 — — на неподвижных осях 129  
 — — на угловых буксах 127  
 Колонки управления пульта 161  
 Командоконтроллер 163, 305  
 Коммутация бестоковая 266  
 Коммутационная способность 300  
 Контроллер магнитный 304, 316  
 — силовой 163, 299  
 — управления 161  
 Контактор 302  
 Консольные краны  
 — — передвижные 245  
 — — особенности расчета 242  
 — — — устройство 246

- — поворотные 241
- — — опорно-поворотные устрой-  
ства 242
- — — особенности расчета 244
- Коэффициенты полезного действия зуб-  
чатых передач 20
- — — канатных блоков 22
- — — полиспаста 23
- — — эквивалентный 332
- Кручение стержней 40
- — замкнутого профиля 43
- — открытого профиля 42
- — свободное 40
- — стесненное 41

## Л

- Лебедка ручная натяжная 217
- Линейная нагрузка (плотность тока)  
286, 291
- Листовые профили с периодически по-  
вторяющимися гофрами 171

## М

- Масса кранов
- — козловых 223
- — мостовых 206
- Материалы
- для металлических конструкций 165
- для механизмов 169
- Механическая износостойкость 298,  
300—303, 310, 311
- Механические характеристики 259—  
263, 268—272, 278, 279, 316
- Момент инерции движущихся масс  
326, 327, 332
- — — приведенный 323
- Мостовые краны 172
- — допускаемые прогибы 210
- — опорные 185
- — — двухбалочные 185
- — — грузовые тележки 195
- — — концевые балки 188
- — — механизмы передвижения 196
- — — одновалочные 180
- — — с консольными тележками 203
- — — подвесные 174
- — — мосты 176
- — — концевые балки 176
- — — механизмы передвижения  
178
- — — расчет 206
- — — нагрузки 206
- — — несущих конструкций 210
- Мощность расчетная механизма пере-  
движения 329, 330
- — статической нагрузки 324, 329
- — электрической машины 286, 291

## Н

- Нагрузка 15
- весовые 15
- ветровые 16, 26
- динамические 17
- для расчета металлических кон-  
струкций 26
- механизма передвижения 84
- механизма подъема 83
- осевые иа колеса мостовых кра-  
нов 207
- от механизма передвижения 29
- от механизма подъема 27
- перекося 226
- динамические 224
- установившегося движения 225
- от неровностей рельсов 29
- эквивалентные 83

## О

- Ограничители нагрузки 145, 146
- — техническая характеристика 145,  
146
- — установка 147, 148, 150
- — коэффициент перегрузки 144
- Ограничение пускового момента дви-  
гателя 332

## П

- Панель защитная 314, 315
- сигнализации 145
- Перегрузка механизма подъема 144
- Подвески грузовые крюковые 116
- полиспасты 115
- с механизмом вращения крюка 116
- Подшипники электродвигателей 282,  
283, 285
- Пожароопасные зоны 338
- Посты управления кнопочные 163
- Поток магнитный главных полюсов  
285, 286
- Поясные листы
- начальная погибь 40
- сварочные деформации 39
- Предельные состояния 25
- Привод механизма ручной 250
- гидравлический 250
- пневматический 250
- электрический 250
- Пролетные балки
- коробчатые 78
- с приварным монорельсом 75
- Противовключение 258
- Противоугонные захваты 137
- Пульт управления крановый 161
- Пускатели магнитные 302

## Р

- Расчет механизмов 82
- Регулирование скорости (диапазон)  
254, 258, 263, 265, 269, 278, 308, 311
- Редуктор 85—107
- сборка 85, 101
- техническая характеристика 106,  
117
- Режим работы крана 4
- — механизма 4, 319, 82
- — электропривода 319, 337
- — двигателя 282
- Резисторы 316
- блоки (ящики) 316—321, 324
- — стандартные для типовых элек-  
троприводов 319
- Реле 303
- Релейный блок 145
- Рельсы
- крановые 151
- подтележечные 79
- Ресурс деталей механизмов 83

## С

- Сигнализаторы давления ветра 137
- Система автоматического регулирова-  
ния 276, 277, 280
- Скорость движения 326
- — средняя расчетная 10
- — регулирования 11
- Соединения металлических конструк-  
ций
- — болтовые 59
- — монтажные 73
- — на пальцах 61
- — профильных элементов 70
- — сварные 56
- — трубчатых элементов 73
- — фланцевые 76
- Сопротивление активное резистора 316,  
317
- от трения
- в подшипниках 18
- в ходовых колесах 20
- расчетное металлоконструкций 30
- Сцепление колес с рельсами 337

## Т

- Тали 132
- ручные 132
- электрические 133

- Тепловая проверка двигателей 332,  
333
- — — короткозамкнутых 334
- Тиристорные регуляторы 277
- Торможение динамическое 263
- способом самовозбуждения 263, 265

## У

- Узлы крепления пролетных балок 189,  
192
- — — болтовое 189
- — — сварное 192
- Упоры упругие навесных редукторов  
199
- Уравнение движения механизма 326
- Условия сцепления 331
- Установка кранов 9
- Устойчивость
- изогнутых балок 34
- пластинок 36
- сжато-изогнутых стержней 33
- сжатых стержней 32
- стоек опор 235

## Ц

- Циклограмма крана 333
- Цикл работы крана 10

## Ч

- Частота вращения электродвигателя  
285, 286
- — — выбор 328
- Число включений в час 333

## Ш

- Шкив канатоведущий 216

## Э

- Эксцентриситеты в узлах примыкания  
раскосов 45
- Электродвигатели крановые 291, 342
- — двухскоростные 294
- — переменного тока 290
- — постоянного тока 285
- — с фазным ротором 191
- Электропривод крановый 251
- — выбор системы 253
- — с тиристорными преобразова-  
телями 276
- Энергопотребление крана 13

Предисловие . . . . .	3	4.14. Расчет соединений крановых конструкций . . . . .	56
<b>Глава 1. Условия использования и выбор кранов</b> . . . . .	4	4.15. Сопротивление усталости стальных конструкций . . . . .	61
1.1. Нормативные режимы работы кранов и механизмов . . . . .	4	<b>Глава 5. Общие требования к стальным конструкциям</b> . . . . .	68
1.2. Выбор типа и числа кранов . . . . .	8	5.1. Общие сведения . . . . .	68
1.3. Регулирование скорости и точность останова механизмов кранов . . . . .	11	5.2. Соединения элементов стальных конструкций . . . . .	68
1.4. Энергопотребление кранов . . . . .	13	5.3. Соединения решетчатых конструкций . . . . .	70
<b>Глава 2. Нагрузки</b> . . . . .	15	5.4. Пролетные балки кранов с монорельсовыми грузовыми тележками . . . . .	75
<b>Глава 3. Сопротивления от трения в элементах механизмов</b> . . . . .	19	5.5. Двутавровые пролетные балки для кранов с опорными грузовыми тележками . . . . .	76
<b>Глава 4. Особенности расчета стальных конструкций</b> . . . . .	25	5.6. Коробчатые металлоконструкции . . . . .	76
4.1. Общие сведения . . . . .	25	<b>Глава 6. Основные положения расчета механизмов на прочность и сопротивление усталости</b> . . . . .	82
4.2. Расчетные нагрузки . . . . .	26	6.1. Общие сведения . . . . .	82
4.3. Расчетные сопротивления . . . . .	30	6.2. Режимы работы и расчетные нагрузки механизмов кранов . . . . .	82
4.4. Расчет растянутых, сжатых и сжато-изогнутых элементов . . . . .	31	<b>Глава 7. Элементы и узлы механизмов</b> . . . . .	85
4.5. Расчет изгибаемых элементов . . . . .	34	7.1. Редукторы и зубчатые передачи . . . . .	85
4.6. Проверка устойчивости стенок и поясных листов изгибаемых и сжатых элементов . . . . .	36	7.2. Соединительные муфты и тормозные шквы . . . . .	110
4.7. Расчет металлоконструкций на кручение . . . . .	40	7.3. Стальные канаты, блоки, барабаны . . . . .	111
4.8. Особенности расчета ферменных конструкций . . . . .	45	7.4. Канатные грузовые подвески . . . . .	115
4.9. Определение изгибающих моментов от подвижной нагрузки . . . . .	46	7.5. Тормоза . . . . .	118
4.10. Определение местных напряжений в полках ездовых профилей . . . . .	49	7.6. Ходовые колеса . . . . .	119
4.11. Расчет безраскосных и перфорированных балок . . . . .	51	7.7. Установка ходовых колес . . . . .	124
4.12. Расчет листовых конструкций с закругленными переходными участками . . . . .	53	7.8. Механизм подъема груза . . . . .	129
4.13. Расчет диафрагм пролетных балок . . . . .	55	7.9. Тали . . . . .	132

<b>Глава 8. Устройства безопасности</b> . . . . .	135	14.3. Передвижные консольные (настенные) краны . . . . .	245
8.1. Буферные устройства . . . . .	135	<b>Глава 15. Приводы крановых механизмов</b> . . . . .	250
8.2. Ветрозащитные устройства . . . . .	137	15.1. Общие сведения . . . . .	250
8.3. Ограничители перекоса . . . . .	139	15.2. Крановые электроприводы . . . . .	251
8.4. Ограничители крайних положений механизмов . . . . .	140	15.3. Технико-экономическое обоснование выбора системы управления для кранов . . . . .	253
8.5. Ограничители нагрузки механизмов подъема кранов . . . . .	143	15.4. Электроприводы с асинхронными фазными двигателями и управлением из кабины . . . . .	258
<b>Глава 9. Крановые пути</b> . . . . .	151	15.5. Электроприводы кранов, управляемых с пола . . . . .	271
<b>Глава 10. Кабины управления</b> . . . . .	154	15.6. Электроприводы кранов с тиристорными преобразователями и регуляторами . . . . .	276
10.1. Требования к кабинам . . . . .	154	<b>Глава 16. Электрооборудование кранов</b> . . . . .	282
10.2. Устройство и оборудование кабины . . . . .	158	16.1. Электродвигатели в крановом электроприводе . . . . .	282
10.3. Крановые пульты управления и командоаппараты . . . . .	161	16.2. Крановые электродвигатели постоянного тока . . . . .	285
<b>Глава 11. Материалы и сортамент</b> . . . . .	165	16.3. Электродвигатели переменного тока . . . . .	290
11.1. Общие сведения о материале . . . . .	165	16.4. Двухскоростные крановые электродвигатели переменного тока . . . . .	294
11.2. Общие сведения о сортаменте . . . . .	171	16.5. Электродвигателя переменного тока единичных серий в крановом электроприводе . . . . .	296
<b>Глава 12. Мостовые краны</b> . . . . .	172	16.6. Крановая аппаратура управления . . . . .	299
12.1. Типы и параметры . . . . .	172	16.7. Аппаратура защиты . . . . .	311
12.2. Подвесные мостовые краны . . . . .	174	16.8. Резисторы для главных цепей электроприводов . . . . .	316
12.3. Опорные однобалочные мостовые краны с электроталами . . . . .	180	16.9. Выбор электродвигателей и аппаратуры управления . . . . .	319
12.4. Мостовые краны с опорными и консольными грузовыми тележками . . . . .	185	16.10. Режимы работы электрооборудования . . . . .	337
12.5. Особенности расчета мостовых кранов . . . . .	206	16.11. Краны и крановое электрооборудование для пожароопасных зон . . . . .	338
<b>Глава 13. Козловые краны</b> . . . . .	215	16.12. Краны и крановое электрооборудование для взрывоопасных зон . . . . .	339
13.1. Типы и параметры . . . . .	215	Список литературы . . . . .	349
13.2. Конструктивные особенности . . . . .	215	Предметный указатель . . . . .	355
13.3. Монтаж кранов . . . . .	223		
13.4. Особенности расчета . . . . .	223		
<b>Глава 14. Полукозловые и консольные краны</b> . . . . .	239		
14.1. Полукозловые краны . . . . .	239		
14.2. Консольные поворотные краны . . . . .	241		