МИНИСТЕРСТВО ОБЩЕГО И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
(ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

Л.Б. МАСАНДИЛОВ

ЭЛЕКТРОПРИВОД ПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

Учебное пособие

по курсу

„ ЭЛЕКТРОПРИВОД И АВТОМАТИЗАЦИЯ
ОБЩЕПРОМЫШЛЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ"

Издательство МЭИ

Москва 1998

БИБЛИОТЕКА

УДК
621.34
М 31
УДК: 62-83(075.8)

Утверждено учебным управлением МЭИ в качестве учебного пособия для студентов

Рецензенты

докт. техн. наук, проф. В.М. Терехов
канд. техн. наук Е.М. Певзнер

Подготовлено на кафедре автоматизированного электропривода

Масандилов Л.Б.
Электропривод подъемных кранов.— М. : Изд-во МЭИ, 1998.— 100 с.
ISBN 5-7046-0227-4

Проведен анализ статических нагрузок крановых механизмов, выявлены особенности их динамических нагрузок, определено влияние этих нагрузок на требования к электроприводам. Сформулированы требования к механическим характеристикам электроприводов кранов. Описаны типовые системы крановых электроприводов, приведены примеры принципиальных схем. Рассмотрено влияние маятниковых колебаний грузов на работу кранов, описаны различные способы успокоения колебаний.

Предназначено для студентов старших курсов специальности "Электропривод и автоматизация промышленных установок и технологических комплексов" и может быть полезно инженерам и научным работникам, занимающимся разработкой и эксплуатацией электрооборудования подъемно-транспортных машин.

5-20

Учебное издание

Лев Борисович Масандилов
ЭЛЕКТРОПРИВОД ПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

Учебное пособие по курсу
"Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов"

Корректор *В.В. Сомова*
ЛР № 020528 от 05. 06. 97

Темплан издания МЭИ 1996 (II), учебн. Подписано к печати 6.02. 97
Формат 60 × 84/16 Физ. печ. л. 6,25 Тираж 300
Изд. № 203 Заказ 278 Цена 5р20 коп

Издательство МЭИ, 111250, Москва, Красноказарменная, д.14
Отпечатано в типографии ЦНИИ "Электроника", 117415, Москва
просп. Вернадского, д.39

ISBN 5-7046-0227-4 © Московский энергетический институт, 1998 г.

ВВЕДЕНИЕ

Во всех отраслях народного хозяйства — в промышленности, строительстве, на железнодорожном и водном транспорте, в сельскохозяйственном производстве — широкое применение находят подъемные краны. С их помощью осуществляют перемещение огромного количества разнообразных грузов, в частности, выполняют подъемно-транспортные и монтажные работы в цехах заводов, на автоматизированных складах, при возведении и ремонте зданий и т.д.

Подъемный кран представляет собой грузоподъемную машину, которая работает с повторяющимися циклами и предназначена для подъема и перемещения на небольшие расстояния грузов, удерживаемых грузозахватными органами. Для перемещения груза по произвольной траектории в трехмерном пространстве необходимо управлять его движением по каждой из трех координат. Поэтому краны содержат индивидуально управляемые механизмы, перемещающие груз по одной координате. Типовыми крановыми механизмами являются: 1) механизм подъема, осуществляющий вертикальное перемещение груза; 2) механизм передвижения, который производит поступательное перемещение груза в горизонтальной плоскости путем передвижения крана или отдельных его частей, например, тележки; 3) механизм поворота, обеспечивающий вращение поворотной части крана и подвешенного к ней груза относительно оси вращения; 4) механизм изменения вылета стрелы, осуществляющий перемещение груза в радиальном направлении относительно оси вращения крана.

Краны, в зависимости от состава содержащихся в них механизмов, делятся на две большие группы: мостового типа (в которых осуществляется управление движением груза в прямоугольной декартовой системе координат) и стрелового типа (где управление движением груза имеет место в цилиндрической системе координат). В кранах мостового типа перемещение в горизонтальной плоскости производится с по-

ощью механизмов передвижения, а в кранах стрелового типа — с помощью механизмов поворота и изменения вылета.

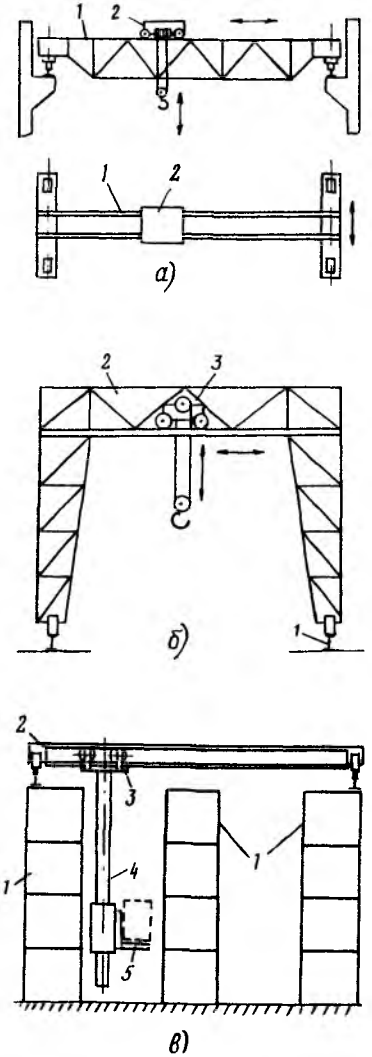


Рис. В.1. Краны мостового типа: а — мостовой двухбалочный; б — козловой; в — кран-штабелер

На рис. Р.1 приведены примеры кранов мостового типа. Наиболее распространенным из них является мостовой кран общего назначения (рис. В.1, *а*). Несущие элементы конструкции этого крана непосредственно опираются на крановый путь, а главные балки *1* образуют мостовую конструкцию, по которой передвигается тележка *2* с механизмом подъема груза. Для работы на открытых площадках применяются козловые краны (рис. В.1, *б*). Несущие элементы этого крана опираются на крановый путь *1* с помощью опорных стоек. По металлоконструкции *2* крана движется тележка *3* с механизмом подъема. Для кранов мостового типа характерно наличие трех взаимно перпендикулярных поступательных движений: передвижение всей машины вдоль крановых путей, передвижение тележки по мосту и вертикальное перемещение груза. На машиностроительных заводах широкое применение находят краны-штабелеры (рис. В.1, *в*). Они используются для механизации работ на складах, где в стеллажах *1* хранят инструмент, готовую продукцию и т.п. Кран содержит мост *2* и тележку *3* с закрепленной на ней поворотой колонной *4*, а также механизмы подъ-

ема груза, поворота колонны, передвижения моста и тележки. По вертикальным направляющим колонны движется грузоподъемное устройство *5*, в качестве которого чаще всего применяются вилочные захваты. В кранах-штабелерах наведение, захват и снятие грузов может осуществляться автоматически без участия рабочих.

На рис. В.2 представлены примеры кранов стрелового типа. Портальный кран (рис. В.2,*а*) содержит самоходный П-образный портал *1*, на верхней горизонтальной площадке которого установлена поворотная платформа *2*, служащая основанием стрелы *3*. В зависимости от количества введенных в пролет железнодорожных путей различают однопутные или двухпутные порталы. Строительные башенные краны (рис. В.2, *б* и *в*) содержат стрелу *1*, установленную в верхней части башни *2*. Краны стрелового типа выполняют следующие движения: подъем груза, передвижение крана, поворот стрелы относительно оси вращения крана и изменение вылета стрелы. Передвижение крана по рельсовым путям производится с помощью механизмов передвижения (ходовых тележек). Поворот стрелы строительного башенного крана относительно оси вращения обеспечивается с помощью опорно-поворотного устройства, размещенного в нижней (рис. В.2, *б*) или верхней (рис. В,2, *в*) части башни. Изменение вылета стрелы в кранах стрелового типа осуществляется либо с помощью тележки, перемещающейся по горизонтальному или наклонному поясу фермы стрелы крана, либо качанием стрелы в вертикальной плоскости. В первом случае механизм изменения вылета не отличается от механизма передвижения, а во втором случае он обеспечивает перемещение центра масс стрелы в вертикальной плоскости и поэтому незначительно отличается от механизма подъема.

Для выполнения грузоподъемных операций широко применяются более простые по сравнению с рассмотренными установки, в которых осуществляется движение груза по двум координатам. На рис. В.3 приведены примеры таких установок. В схеме на рис. В.3, *а* таль (подвесная подъемная лебедка) *1* подвешена к тележке *2*, которая перемещается по однорельсовому подвесному пути *3*. Такое устройство, состоящее из лебедки и ходовой части, называется тельфером. Электротельферы используются не только в качестве самостоятельных грузоподъемных машин, но и как составная часть более сложных машин: однобалочных

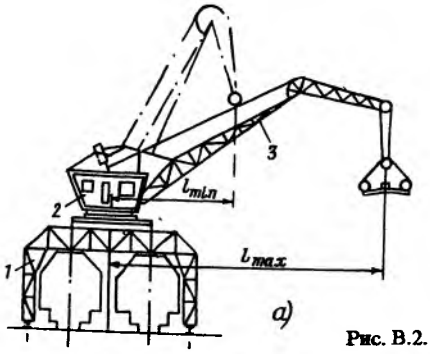
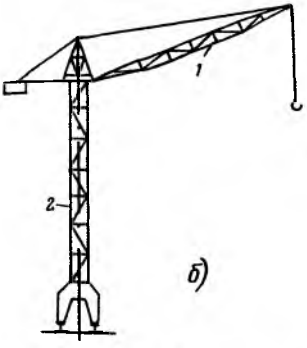
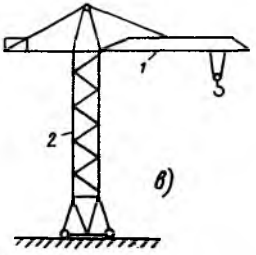
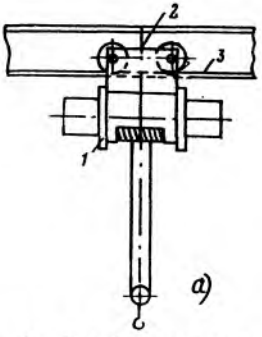


Рис. В.2. Краны стрелового типа:
а — портальный; *б, в* — строительные башенные с поворотной (*б*) и неповоротной (*в*) стрелой







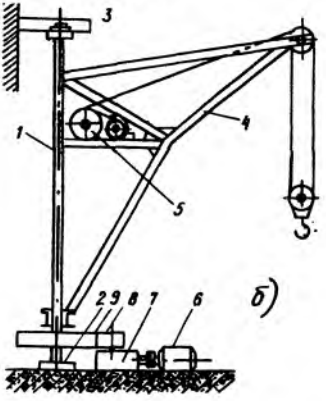


Рис. В.3. Двухкоординатные крановые установки

мостовых или козловых кранов. На рис. В.3, *б* представлена схема стационарного поворотного крана с постоянным вылетом стрелы. Этот кран состоит из поворотной колонны *1*, нижним концом опирающейся на подпятник *2*, а верхним — на подшипник *3*. К колонне крепится стрела *4*, на которой установлена подъемная лебедка *5*. Кран поворачивается с помощью электродвигателя *6*, червячного редуктора *7* и открытой зубчатой передачи, состоящей из шестерни *8* и зубчатого колеса *9*.

Основными параметрами кранов является грузоподъемность (масса груза, поднимаемого краном) и номинальная скорость движения рабочих органов. Номинальная грузоподъемность, т, широко распространенных в народном хозяйстве серийных крановых установок находится в следующих пределах:

Электрические тали . . . . . 0,25 — 5
Краны:
мостовые . . . . . 1 — 500
козловые . . . . . 3 — 32
перегрузочные портальные . . . . . 5 — 32
строительные башенные . . . . . 4 — 50
Перегружатели . . . . . 16 — 40

Номинальные скорости крановых установок приведены в табл. В.1

Таблица В.1

Наименование	скорость			
	подъема, м/с	передвижения крана, м/с	передвижения тележки, м/с	поворота, об/мин
Кран-балки, электротали	0,1 —0,15	0,4 — 1,0	0,1 — 0,7	—
Мостовые краны	0,1—0,4	0,4 — 2,5	0,3 — 0,7	—
Козловые краны	0,1—0,4	0,5 — 2,0	0,3 — 1,3	—
Перегрузочные портальные краны	1,0—1,25	0,5 — 0,7	—	1,3 — 1,7
Строительные башенные краны	0,1—1,0	0,2 — 0,7	0,4 — 0,8	0,2 — 0,8
Перегружатели	0,4 — 1,4	0,5 — 1,0	1,3 — 3,0	—

Для крановых механизмов применяют ручной, электрический, гидравлический и пневматический приводы. Преимущественное распрост-

ранение имеет электрический привод. Качественные показатели электропривода существенным образом определяют эффективность работы, производительность и технико-экономические характеристики крановых установок. В свою очередь конструкция крановых механизмов, технология работы и условия эксплуатации определяют требуемые свойства их электроприводов.

Настоящее учебное пособие предназначено для изучения курса "Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов" и посвящено рассмотрению свойств и особенностей электроприводов подъемных кранов. В пособии описаны принципиальные конструкции крановых механизмов, определены их статические нагрузки, выявлены особенности динамических нагрузок. На основе анализа статических и динамических нагрузок механизмов установлены требования к их электроприводам. Далее приведены примеры типовых промышленных электроприводов. Последняя глава посвящена вопросам успокоения колебаний подвешенных на канате грузов.

---

1. УСТРОЙСТВО И СТАТИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

1.1. МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА

На рис. 1.1 приведена кинематическая схема механизма подъема, состоящая из двигателя *1*, редуктора *2* и барабана *3*, на который наматывается канат с крюковой подвеской *4* для подъема груза. Редуктор соединен с барабаном при помощи муфты *5*. Для осуществления безопасной работы механизмы подъема снабжаются тормозами, которые с целью уменьшения тормозного момента располагают на быстроходном валу механизма. Тормозной шкив устанавливают на полумуфте *6* со стороны редуктора, что обеспечивает торможение барабана при срабатывании тормоза даже в случае поломки пальцев муфты.

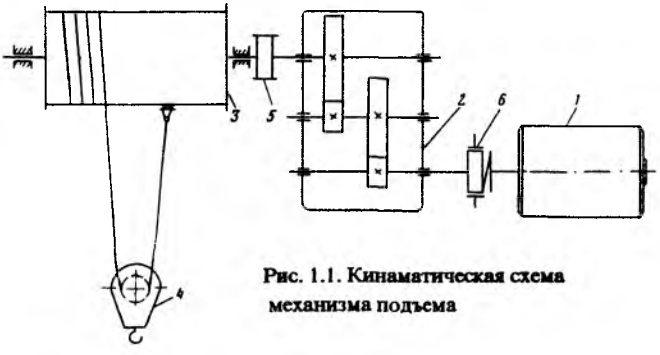


Рис. 1.1. Кинематическая схема механизма подъема

Статический момент механизма M_c, приведенный к валу двигателя, можно представить в виде суммы двух составляющих как

$$M_c = M_г + M_{тр}, \qquad (1.1)$$

где $M_г$ — момент от веса груза, не зависящий от трения (активная составляющая $M_с$); $M_{тр}$ — момент от сил трения в механизме (реактивная составляющая $M_с$).

Значение $M_г$ определяется по формуле

$$M_г = \frac{(G_0 + G_г)D_б}{2i_м}, \qquad (1.2)$$

в которой обозначено: G_0 и $G_г$ — соответственно вес грузозахватного устройства и груза; $D_б$ — диаметр барабана; $i_м$ — передаточное отношение механизма, равное

$$i_м = i_р \cdot i_п, \qquad (1.3)$$

где $i_р$ и $i_п$ — соответственно передаточные отношения редуктора и полиспаста; обычно $i_п$ называют кратностью полиспаста.

На рис. 1.2, *а* и *б* цифрами *1*, *2* и *3* обозначены графики зависимостей от скорости соответственно для реактивной, активной составляющих и полного момента сопротивления механизма подъема. В случае, показанном на рис. 1.2, *а*, $|M_{тр}| < |M_г|$ и направления $M_с$ при подъеме

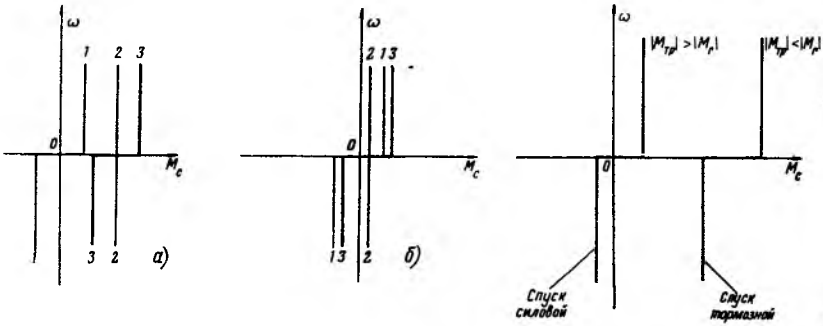


Рис. 1.2. Пояснение механических характеристик подъемной лебедки:

а — при $|M_{тр}| < |M_г|$; *б* — при $|M_{тр}| > |M_г|$

Рис. 1.3. Типовые механические характеристики механизма подъема

и спуске груза одинаковы. В случае же $|M_{тр}| > |M_г|$, представленном на рис. 1.2, *б*, направления $M_с$ при подъеме и спуске груза противоположны друг другу. Характеристики *3*, показанные на рис. 1.2, *а* и *б*, отдельно изображены также и на рис. 1.3 и представляют собой типовые механические характеристики механизмов подъема. Участки этих характеристик, лежащие в первом квадранте, соответствуют подъему груза, а участки, расположенные в нижней полуплоскости, — спуску груза. Спуск груза называют тормозным, если $M_с > 0$ (в этом случае приводная электрическая машина механизма подъема должна работать в тормозном режиме), либо силовым, если $M_с < 0$ (при этом приводная машина должна работать в двигательном режиме).

Момент от сил трения обычно не задается, однако его можно приближенно найти, если известен КПД механизма $\eta_п$ для случая подъема груза . Поскольку при подъеме знаки моментов $M_г$ и $M_{тр}$ совпадают, согласно (1.1) можно записать выражение

$$M_с = M_г + |M_{тр}| = \frac{M_г}{\eta_п}, \tag{1.4}$$

с помощью которого получаем значение модуля момента трения

$$|M_{тр}| = M_г\left(\frac{1}{\eta_п} - 1\right)$$

и далее, учитывая, что при спуске знаки моментов $M_г$ и $M_{тр}$ противоположны друг другу, находим

$$M_с = M_г - |M_{тр}| = M_г \eta_с, \tag{1.5}$$

где

$$\eta_с = 2 - \frac{1}{\eta_п} \tag{1.6}$$

— КПД при спуске.

Значение $\eta_п$ механизма зависит от его загрузки и уменьшается при ее снижении. На рис. 1.4 для различных значений номинального КПД приведены типовые зависимости $\eta_п$ от относительной загрузки меха-

низма. Значения η_c при разных загрузках определяются по формуле (1.6), с помощью которой можно сопоставить значения КПД при подъеме и спуске

$\eta_п$	1,0	0,9	0,8	0,6	0,5 и меньше
η_c	1,0	0,89	0,75	0,33	самоторможение

При высоких КПД значения $\eta_п$ и η_c близки друг к другу, а при низких КПД разница между $\eta_п$ и η_c становится существенной.

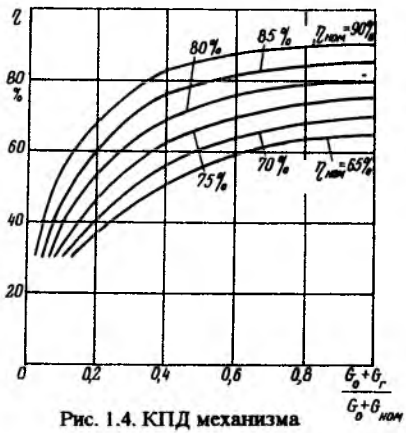


Рис. 1.4. КПД механизма при различных загрузках

Если груз $G_г$ небольшой, то, согласно рис. 1.4, $\eta_п<0,5$. При этом значения η_c и, соответственно, M_c становятся отрицательными, что обусловлено превышением реактивного момента трения $M_{тр}$ над активным моментом от веса груза $M_г$. Таким образом, при относительно малых весах груза в механизме подъма имеет место эффект самоторможения.

Подставляя (1.2) в (1.4) и (1.5), находим выражения для момента сопротивления при подъеме груза

$$M_c = \frac{(G_0 + G_г)D_б}{2i_м\eta_п} \tag{1.7}$$

и при его спуске

$$M_c = \frac{(G_0 + G_г)D_б}{2i_м}\eta_c \,. \tag{1.8}$$

При изменении веса груза $G_г$ от нуля до номинального $G_{ном}$ значение момента сопротивления M_c соответственно изменяется в опреде-

ленных пределах. Области изменения M_c при подъеме и спуске имеют характерный вид в зависимости от соотношения значений G_0 и $G_{ном}$.

Случай 1: отношение $G_0/G_{ном}$ мало, т.е. механизм подъема имеет легкую (по сравнению с весом номинального груза) грузовую подвеску. Характерным примером такой подвески является крюковая, для которой $G_0/(G_0+G_{ном})$=0,02—0,07. Для мостовых кранов вес подвески составляет (2—5)%, а для стреловых (например, портальных) — (3—7)% от $G_{ном}$ [11].

При подъеме номинального груза момент сопротивления достигает наибольшего значения, которое согласно (1.7) равно

$$M_{c\,1}=\frac{(G_0+G_{ном})D_б}{2i_м\eta_{ном}}, \qquad (1.9)$$

а при спуске номинального груза в соответствии с (1.8) и (1.6) момент сопротивления определяется как

$$M_{c\,2}=\frac{(G_0+G_{ном})D_б}{2i_м}\eta_{c,ном}, \qquad (1.10)$$

где

$$\eta_{c,ном}=2-\frac{1}{\eta_{ном}}.$$

На рис. 1.5, *а* показана механическая характеристика механизма подъема $a_N-б_N-в_N-г_N$, соответствующая перемещению номинального груза. При перемещении же пустой грузовой подвески, т.е. когда $G_г$=0, вследствие малого веса подвески график механической характеристики аналогичен левому из приведенных на рис. 1.3 графиков и изображен на рис. 1.5, *а* в виде ломаной линии $a_0-б_0-в_0-г_0$. В случае перемещения промежуточных грузов (т.е. когда $0<G_г<G_{ном}$) механическая характеристика механизма подъема располагается между двумя указанными граничными характеристиками. Поэтому заштрихованная на рис. 1.5, *а* зона представляет собой область изменения моментов сопротивления при транспортировании различных грузов. Важной

особенностью этой области является необходимость осуществления при спуске грузов как тормозного, так и силового спуска.

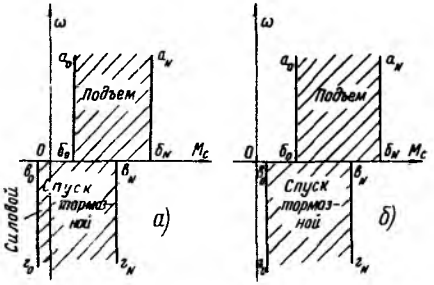


Рис. 1.5. Области изменения моментов сопротивления при подъеме и спуске различных грузов в случае легкого (*а*) и тяжелого (*б*) грузозахватного устройства

Случай 2: механизм подъема имеет тяжелую грузовую подвеску, например, грузоподъемный электромагнит, грейфер; для грейферов $G_0/(G_0+G_{ном})=0{,}35-0{,}5$.

При использовании тяжелых грузовых подвесок даже в случае $G_г=0$ выполняется условие $|M_{тр}|<|M_г|$, поэтому для любого груза график механической характеристики имеет вид правого графика на рис. 1.3, вследствие чего область изменения M_c, соответствующая транспортированию различных грузов от нуля до номинального, имеет вид показанной на рис. 1.5, *б* заштрихованной области, для которой характерен только тормозной спуск.

Из графиков на рис. 1.5 видно, что при изменении веса груза от нуля до номинального значение момента сопротивления изменяется в широких пределах, причем пределы изменения M_c неодинаковы при подъеме и спуске. Следовательно, при подъеме и спуске следует использовать неодинаковые (несимметричные относительно начала координат) механические характеристики электропривода.

Важной конструктивной особенностью механизмов подъема является наличие полиспастов, представляющих собой систему подвижных и неподвижных блоков, огибаемых канатом. В подъемных механизмах, оборудованных электроприводом, обычно применяют силовые полиспасты для выигрыша в силе. При использовании таких полиспастов вес груза распределяется на несколько ветвей каната, что позволяет умень-

шить диаметры каната, блоков и барабана, а тем самым — снизить габариты механизма подъема в целом. В зависимости от количества канатов, идущих к барабану, полиспасты делятся на одинарные (рис. 1.6, *а*) и сдвоенные (рис. 1.6, *б*).

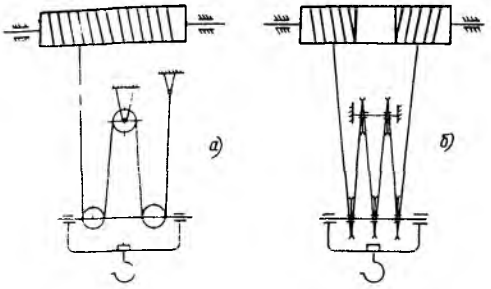


Рис.1.6. Схемы полиспастов: *а* — одинарный; *б* — сдвоенный

При применении одинарных полиспастов барабан имеет нарезку в одну сторону. Один конец каната закреплен на барабане, а другой — на неподвижной части конструкции крана или крюковой подвеске. Кратность полиспаста равна $i_п = m$, где m — число ветвей каната, на которых подвешен груз; для полиспаста на рис. 1.6, *а* $i_п = 4$. Одинарные полиспасты имеют существенный недостаток: одновременно с подъемом груз перемещается и по горизонтали, в результате чего возникают колебания груза и затрудняется точная его установка. От этого недостатка свободны сдвоенные полиспасты (рис. 1.6, *б*), которые обеспечивают строго вертикальное перемещение груза. При использовании сдвоенных полиспастов оба конца каната закреплены на барабане, который имеет нарезки в правую и левую сторону. Кратность сдвоенного полиспаста $i_п = m/2$, т.е. равна половине ветвей, на которых подвешен груз. На рис. 1.6, *б* полиспаст трехкратный , т.е. $i_п = 3$.

1.2. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

На рис. 1.7, *а* приведена кинематическая схема механизма тележки. Она состоит из двигателя *1*, установленного на раме тележки *2*, тормоза *3* и вертикального редуктора *4*, выходной вал которого через муфту *5*

сообщает движение ведущим ходовым колесам *б*, перемещающимся по рельсовому пути.

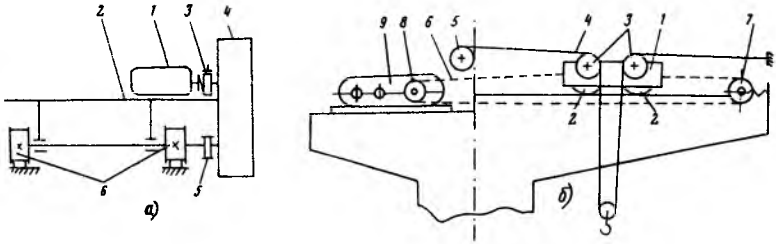


Рис. 1.7. Кинематические схемы тележек:
а — с приводными колесами; *б* — с канатной тягой

Момент сопротивления тележки с приводными колесами определяется силами, обусловленными трением в ее ходовых частях $F_{с,тр}$, а также силами от ветровой нагрузки $F_в$ и от уклона рельсовых путей $F_у$. В соответствии со сказанным результирующая сила сопротивления передвижению выражается в виде

$$F_с = F_{с,тр} \pm F_у \pm F_в \ . \qquad (1.11)$$

Перед $F_у$ знак "+" берется при движении тележки на подъем, знак "–" при ее спуске под уклон; перед $F_в$ знак "+" берется при движении против ветра, "–" при движении по ветру.

Если тележка движется по горизонтальному пути при отсутствии ветровых нагрузок, то сопротивление передвижению определяется только трением в ходовых колесах и включает в себя трение скольжения в подшипниках, трение качения колес по рельсам и трение на торцевых поверхностях колес. На рис. 1.8, *а* приведена расчетная схема для определения статических нагрузок механизма передвижения от трения. При качении колес, нагруженных силами веса механизма $G_м$ и груза $G_г$, в опорах этих колес возникает сила трения скольжения $\mu_с(G_м + G_г)$, которая создает момент

$$M_{тр,1} = \mu_c (G_м + G_г) \frac{d_ц}{2}, \qquad (1.12)$$

где μ_c — коэффициент трения скольжения; $d_ц$ — диаметр цапфы (участка вала, опирающегося на подшипник) колеса.

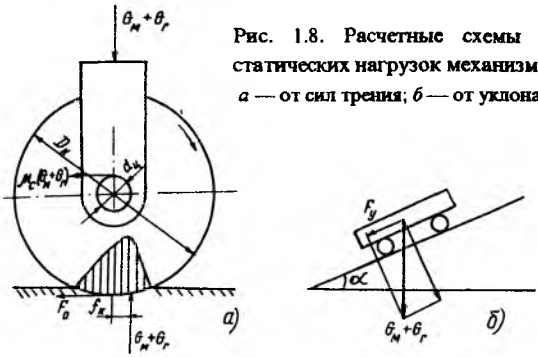


Рис. 1.8. Расчетные схемы для определения статических нагрузок механизмов передвижения: *а* — от сил трения; *б* — от уклона рельсовых путей

Кроме того, в зоне контакта колес с рельсами имеет место упругая деформация и происходит смещение точки приложения реактивной силы $(G_м + G_г)$ в сторону вращения колеса, в результате чего возникает момент сопротивления от трения качения

$$M_{тр,2} = (G_м + G_г) f_к, \qquad (1.13)$$

где $f_к$ — плечо реактивной силы или коэффициент трения качения.

Трение на торцевых поверхностях колес включает в себя трение реборд колес о рельсы и трение от поперечного скольжения колес по рельсам. Эти виды трения теоретически определить затруднительно, поэтому они учитываются на основе экспериментальных данных увеличением моментов сопротивления $M_{тр,1}$ и $M_{тр,2}$ пропорционально коэффициенту $k_р$. С учетом сказанного момент сопротивления от всех сил трения относительно оси колеса определяется формулой

$$M_{тр,к} = k_р (M_{тр,1} + M_{тр,2}) = k_р (G_м + G_г)(f_к + \mu_c \frac{d_ц}{2}),$$

с помощью которой можно найти силу сопротивления от трения

$$F_{c\,тр} = \frac{M_{тр.к}}{D_к / 2} = \frac{k_р(G_м + G_г)(f_к + \mu_с \frac{d_ц}{2})}{D_к / 2}, \qquad (1.14)$$

а также момент сопротивления от трения, приведенный к валу двигателя

$$M_с = \frac{k_р G_м (1 + \frac{G_г}{G_м})(f_к + \mu_с \frac{d_ц}{2})}{i_р \eta_р}, \qquad (1.15)$$

где $D_к$ — диаметр колеса; $i_р$ и $\eta_р$ — передаточное число и КПД редуктора механизма передвижения.

Для крановых механизмов передвижения значения коэффициентов $k_р$, $\mu_с$ и $f_к$ изменяются в следующих пределах: $k_р$=1,2 — 2,5; $\mu_с$= = 0,02 — 0,1; $f_к$ = 0,0003 — 0,0012 м.

Формула (1.15) позволяет рассчитывать моменты сопротивления не только для тележек, но и для других типов механизмов передвижения, например, моста или крана.

При передвижении различных по весу грузов значение $M_с$ согласно (1.15) изменяется. На рис. 1.9, *а* и *б* показаны механические характеристики $a_N - б_N - в_N - г_N$ и $a_0 - б_0 - в_0 - г_0$ механизмов передвижения для номинального груза и $G_г = 0$ соответственно. При передвижении

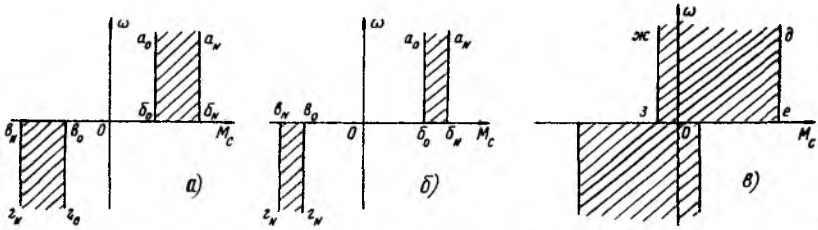


Рис. 1.9. Области изменения моментов сопротивления при передвижении различных по массе грузов: *а* и *б* — соответственно для тележки и моста (крана) при учете только сил трения; *в* — при учете нагрузок от трения, уклона и ветра

промежуточного груза (т.е. когда $0 < G_г < G_{ном}$) соответствующая механическая характеристика располагается между двумя этими граничными характеристиками. Следовательно, обозначенные штриховкой на рис. 1.9, *а* и *б* зоны представляют собой области изменения $M_с$. Ширина этих зон в соответствии с (1.15) определяется отношением $G_г/G_м$ и возрастает с его увеличением. Поскольку вес тележки значительно меньше веса моста, изменение веса перемещаемого груза вызывает более широкие пределы изменения $M_с$ для тележки (рис. 1.9, *а*) по сравнению с мостом (рис. 1.9, *б*).

Обусловленные реактивным моментом трения области на рис. 1.9, *а* и *б* для различных направлений движения симметричны друг другу относительно начала координат и соответствуют двигательному режиму работы приводной электрической машины. Если учесть обусловленные уклоном и ветром активные составляющие момента сопротивления, то вид указанных областей изменится.

Сопротивление от уклона пути согласно рис. 1.8, *б* равно

$$F_у = (G_м + G_г)\sin\alpha \ ,$$

где α — угол уклона рельсового пути.

Обычно угол уклона мал и $F_у$ определяется по выражению

$$F_у = (G_м + G_г)i, \qquad (1.16)$$

в котором коэффициент уклона пути i в зависимости от типа крана принимают в пределах $i = 0{,}001 — 005$ [11].

Сопротивление от ветровой нагрузки находится как

$$F_в = p_в S_в \ , \qquad (1.17)$$

где $p_в$ — удельная ветровая нагрузка; $S_в$ — расчетная площадь механизма, на которую действует ветер под углом 90 [11].

В соответствии с (1.11), (1.14), (1.16) и (1.17) можно определить результирующую силу сопротивления

$$F_с = \frac{k_р(G_м + G_г)(f_к + \mu_с \frac{d_ц}{2})}{D_к / 2} \pm (G_м + G_г)i \pm p_в S_в \ , \qquad (1.18)$$

значение которой существенно изменяется в зависимости от веса груза, направления уклона и ветра, а также от давления ветра. Максимальное значение этой силы

$$F_{\text{с, max}} = F_{\text{с, тр, max}} + (G_{\text{м}} + G_{\text{н о м}})i + p_{\text{в}}S_{\text{в}}$$

может значительно превысить максимальное сопротивление от трения $F_{\text{с,тр,max}}$, которому соответствуют правые границы областей изменения $M_{\text{с}}$ (для верхней полуплоскости) на рис. 1.9, *а* и *б*, а минимальное значение

$$F_{\text{с, min}} = F_{\text{с, тр, min}} - G_{\text{м}}i - p_{\text{в}}S_{\text{в}}$$

в свою очередь может быть существенно меньше минимального сопротивления от трения $F_{\text{с,тр, min}}$, соответствующего левым границам этих областей. В ряде случаев у $F_{\text{с,min}}$ может быть даже противоположный знак по сравнению с $F_{\text{с,тр, min}}$, при этом приводная электрическая машина будет работать в тормозном режиме.

Момент сопротивления механизма, приведенный к валу двигателя, определяется по формулам:

при двигательном режиме работы приводной электрической машины

$$M_{\text{с}} = \frac{F_{\text{с}}D_{\text{к}}}{2i_{\text{р}}\eta_{\text{р}}}; \qquad (1.19)$$

при тормозном режиме

$$M_{\text{с}} = \frac{F_{\text{с}}D_{\text{к}}}{2i_{\text{р}}}\eta_{\text{р}}. \qquad (1.20)$$

На рис. 1.9, *в* приведена возможная область изменения $M_{\text{с}}$, у которой из-за значительных сопротивлений от уклона и ветра правая граница *де* расположена существенно правее линий $a_N б_N$ на рис. 1.9, *а* и *б*, а левая граница *жз* — существенно левее линий $a_0 б_0$ на рис. 1.9, *а* и *б*. Часть области в верхней полуплоскости на рис. 1.9, *в*, ограниченная осью ординат и линией *де*, соответствует двигательному, а другая часть области, расположенная между осью ординат и линией *жз*, — тормоз-

ному режиму работы приводной электрической машины, что важно учитывать при выборе системы электропривода.

Рассмотренная тележка с приводными колесами (рис. 1.7, *а*) относится к механизмам передвижения, которые расположены непосредственно на перемещаемой машине. К таким механизмам помимо тележек относятся также механизмы передвижения кранов. Для всех механизмов данной группы применима описанная методика расчетов моментов сопротивления. Конструкции механизмов передвижения разнообразны и зависят от типа и назначения крана. В зависимости от схем соединения колес с двигателем различают механизмы с индивидуальным приводом (где каждое приводное колесо механически связано с отдельным двигателем) и с групповым приводом (в котором через трансмиссионный вал один двигатель приводит в движение колеса, расположенные по двум рельсовым путям). При индивидуальном приводе уменьшается металлоемкость кранов, однако во избежание перекоса моста может возникнуть необходимость в электрической синхронизации работы отдельных двигателей. Индивидуальный привод применяют в кранах с большими пролетами (более 16 м); при меньших пролетах применяют групповой привод.

Широко распространены также механизмы передвижения, расположенные вне перемещаемого объекта с гибкой (канатной или цепной) тягой. На рис.1.7,*б* показана тележка с канатной тягой, которая установлена, например, на стреле башенного крана. На тележке *1* расположены только ходовые колеса *2* и блоки *3* подъемного каната *4*. Один конец этого каната закреплен на металлоконструкции, а другой на барабане *5* механизма подъема. Тяговый канат *6*, огибающий подпружиненный хвостовой блок *7*, состоит из верхней и нижней ветвей. Обе ветви прикреплены к раме тележки *1*, а их противоположные концы огибают барабан *8* с двумя рабочими участками для навивки каната. При вращении этого барабана, сочлененного с выходным валом редуктора *9*, одна из ветвей каната *6* наматывается на соответствующий рабочий участок барабана, а другая — сматывается с его другого рабочего участка, тем самым осуществляя перемещение тележки *1*.

Достоинством механизма на рис. 1.7, *б* является компактность и малый вес тележки вследствие размещения механизмов подъема и передвижения вне тележки, недостатком — повышенный износ грузового каната.

Общее сопротивление передвижению тележки с канатной тягой ра но сумме сопротивлений от сил трения в ходовой части, ветровой на рузки и уклона балки, по которой перемещается тележка (эти сопроти ления аналогичны рассмотренным для тележки с приводными колес ми), а также сопротивлений в опорах блоков грузового каната и от пр висания хвостовой ветви тягового каната [6]. Области изменения м ментов сопротивления для тележек с канатной тягой аналогичны прив денным на рис. 1.9.

1.3. МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА

Механизмы поворота предназначены для изменения угловог о поло жения поворотной части стрелового крана с перемещаемым грузом. В зависимости от конструкции поворотной части краны делят на дв группы: краны на колонне (рис. В.3, *б*) и краны на поворотной плат форме (рис. 1.10).

На рис. В.3, *б* приведена схема размещения механизма поворота консольного крана с вращающейся колонной, нижняя опора которой установлена на фундаменте и воспринимает вертикальное и горизонтальное усилия, а верхняя опора, расположенная на неподвижной части здания (стене, потолочном перекрытии и т.п.), воспринимает горизонтальное усилие. При этом момент сопротивления вращению поворотной части от сил трения относительно оси вращения крана в соответствии с формулами вида (1.12) и (1.13) можно выразить следующим образом [8]

$$M_{\text{тр},0} = R_{\text{г}\,1} f_1 \frac{d_1}{2} + R_{\text{г}\,2} f_2 \frac{d_2}{2} + R_{\text{в}} f_3 \frac{d_3}{2} ,$$

где $R_{\text{г}\,1}$ и $R_{\text{г}\,2}$ — горизонтальные усилия в нижней и верхней опорах, определяемые весами отдельных узлов крана и координатами их центров масс ; f_1, f_2 и d_1, d_2 — коэффициенты трения скольжения и диаметры цапф в нижней и верхней опорах соответственно; $R_{\text{в}}$, f_3 и d_3 — вертикальное усилие (равное общему весу поворотной части крана и груза), коэффициет трения и диаметр подпятника.

Полный момент сопротивления вращению поворотной части относительно оси вращения крана [6, 8, 11]

$$M_{с,0} = M_{тр,0} + M_{в,0} + M_{у,0} \ , \qquad (1.21)$$

где $M_{в,0}$ — момент сопротивления от действия ветровой нагрузки; $M_{у,0}$ — момент сопротивления от наклона оси вращения крана из-за уклона пути.

Выражение для момента от сил трения, зависящих от усилий в опорах и конкретной конструкции крана, можно записать только в общей форме [6]

$$M_{тр,0} = \Sigma A_i f_i r_i \ , \qquad (1.22)$$

где A_i, f_i и r_i — опорные нагрузки, коэффициенты трения и радиусы трения соответствующих опор.

Моменты сопротивления от ветра и уклона определяются в зависимости от конструкции крана [6, 11].

На рис. 1.10, *а* изображена схема размещения опорно-поворотного устройства для стрелового крана с поворотной платформой. В отличие от механизма поворота крана на колонне (рис. В.3, *б*), где использовано два опорно-поворотных узла в двух горизонтальных плоскостях, в кранах на поворотной платформе применяется один опорно-поворотный узел в одной плоскости. На рис. 1.10, *а* поворотная часть крана установлена на многороликовом поворотном круге. Для осуществления вращения поворотных частей кранов используются разнообразные механизмы вращения (поворота), один из которых показан на рис. 1.10, *б*. Этот механизм, в котором электродвигатель *1* через муфту *2* и вертикальный червячный редуктор *3* соединен с шестерней *4*, установлен на поворотной платформе *5*. Шестерня сцепляется с зубчатым колесом *6*, расположенном на неповоротной части крана. При вращении шестерня *4* отталкивается от неподвижного зубчатого колеса *6* и обегает вокруг него, что приводит к вращению поворотной части относительно оси вращения крана.

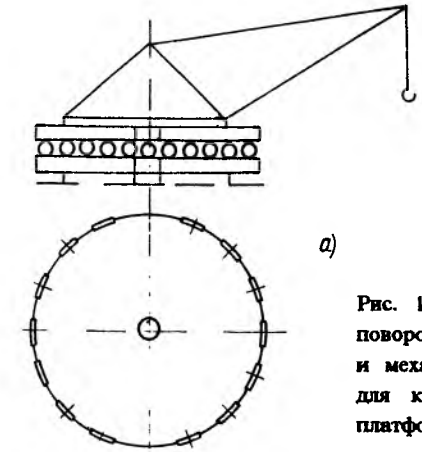
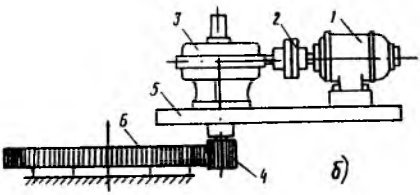


Рис. 1.10. Схемы опорно-поворотного устройства (*а*) и механизма поворота (*б*) для крана с поворотной платформой



Момент сопротивления для кранов на поворотной платформе, как и для кранов на колонне, определяется формулой (1.21), при этом момент от сил трения зависит от вида опорно-поворотного устройства. Для роликового поворотного круга (см. рис. 1.10, *а*) момент от сил трения относительно оси вращения крана определяется только трением качения роликов по двум опорным поверхностям и выражается формулой [11]

$$M_{\text{тр},0} = \frac{f_{\text{к}} D_{\text{с.р}} (G_{\text{п}} + G_{\text{г}}) c_{\text{р}}}{d_{\text{р}}}, \qquad (1.23)$$

где $f_к$— коэффициент трения качения; $D_{ср}$ и $d_р$— средний диаметр круга катания роликов и диаметр роликов; $c_р$=1,3—1,5 — коэффициент, учитывающий трение роликов о направляющие в сепараторе; $G_п$ и $G_г$ — вес поворотной части крана и груза.

Момент сопротивления от трения, приведенный к валу двигателя, в соответствии с (1.23) представляется в виде

$$M_{тр} = \frac{f_к D_{ср} G_п (1 + \frac{G_г}{G_п}) c_р}{d_р i_м \eta_м}, \qquad (1.24)$$

где $i_м$ и $\eta_м$ — передаточное отношение и КПД механизма поворота.

Формулы (1.24) и (1.15) для моментов сопротивления от трения для механизмов поворота и передвижения аналогичны друг другу, поэтому и области изменения $M_с$ для обоих механизмов близки между собой. Поскольку номинальный вес груза обычно существенно меньше веса поворотной части крана. то области изменения $M_с$ для механизмов поворота аналогичны (и в ряде случаев уже) показанной на рис. 1.9, *б* области, которая характерна для механизма моста кранов мостового типа. Важно отметить, что согласно (1.21) момент сопротивления для механизма поворота (как и для механизма передвижения) состоит из реактивной (от трения) и активной (от ветра и уклона пути) составляющих. Поэтому действительная область изменения $M_с$, учитывающая и активные составляющие, значительно шире, чем на рис. 1.9, *б*, и может иметь показанный на рис.1.9, *в* вид. При двигательном режиме приводной электрической машины момент сопротивления механизма поворота, приведенный к валу двигателя, определяется как

$$M_с = \frac{M_{тр,0} + M_{в,0} + M_{у,0}}{i_м \eta_м}, \qquad (1.25)$$

а при тормозном режиме

$$M_с = \frac{M_{тр,0} + M_{в,0} + M_{у,0}}{i_м} \eta_м . \qquad (1.26)$$

2. ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. РАСЧЕТНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ СХЕМЫ

Подъемный кран состоит из механизмов и металлоконструкци вместе с перемещаемым грузом представляет собой систему отделы масс (груз, узлы металлоконструкции, крановая тележка, роторы д гателей и т. д.), соединенных друг с другом с помощью упругих свя (канаты, стержни металлоконструкции, валы, муфты и др.). Кине тические цепи в механизмах могут временно разрываться из-за нали зазоров в передачах или слабины в канатах. Все взаимодействующ между собой элементы крана образуют сложную механическую сис му, в которой под действием внешних факторов (движущие и торм ные усилия, силы трения и т.д.) упругие связи деформируются. П этом элементы машин совершают малые колебания, в процессе котор возникают динамические нагрузки. Мгновенные значения динамич ких нагрузок могут существенно превысить статические, что вызыва перегрузки и даже поломки деталей. Установлено, что около 80% отк зов в грузоподъемных машинах в основном связано с динамически нагрузками [7]. Поэтому возникает задача расчетов и анализа динам ческих нагрузок в крановых установках.

С использованием расчетов динамических нагрузок возможно со дать оптимальные по массогабаритным показателям и долговечнос металлоконструкции и механизмы кранов. Результаты анализа динам ческих нагрузок позволяют выявить требования к электроприводу, ос ществление которых обеспечивает ограничение этих нагрузок на на лежащем уровне путем создания рациональных систем управления кра новыми механизмами.

Детальный анализ динамических процессов в крановых механизма связан с большими сложностями, так как механизмы состоят из боль шого числа масс и упругих элементов. Поэтому действительную сист му механизма заменяют упрощенной физической моделью с небольши числом масс, при этом выбор рациональной модели производят на ос нове теоретических и экспериментальных исследований исходя из того чтобы рассчитанные динамические нагрузки были близки к действи

ıельным. В большинстве случаев реальные многомассовые системы кра-
ıовых механизмов допустимо заменять расчетными системами с двумя-
ıремя массами. Параметры элементов расчетных схем обычно приводят
к какому-либо упругому элементу. Если приведение произведено к пос-
ıупательно движущемуся элементу (например, канату), то получается
расчетная схема поступательного движения. Если же приведение осу-
ıествлено к какому-либо валу механизма, получается расчетная схема
ıращательного движения.

2.1.1. Механизмы подъема

Механизм подъема, установленный на жестком основании, можно
рассматривать как двухмассовую систему с поступательно движущими-
я массами (рис. 2.1, *а*), в которой упругая связь определяется жест-
остью *c* подъемных канатов. Рас-
етная динамическая схема, изобра-
ıенная на рис. 2.1, *б*, содержит при-
еденную к канату массу $m_г$ посту-
ательно движущихся частей (груза
грузовой подвески) и приведенную
ассу $m_д$ вращающихся частей ме-
анизма (ротора двигателя, муфты,
ормоза, редуктора и барабана (см.
ıс. 1.1)).

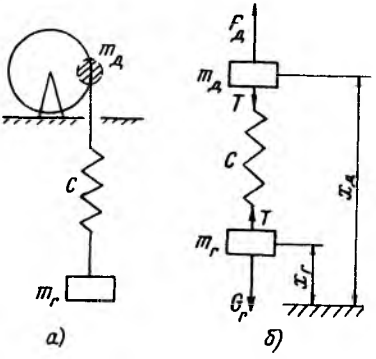


Рис. 2.1. Схема нагружения (*а*) и расчетная схема (*б*) механизма подъема

Уравнения движения масс $m_д$ и
г имеют вид соответственно

$$m_д \frac{d^2 x_д}{dt^2} = F_д - T; \qquad (2.1)$$

$$m_г \frac{d^2 x_г}{dt^2} = T - G_г , \qquad (2.2)$$

где $F_д$ — приведенная сила, пропорциональная моменту приво двигателя механизма; T — сила натяжения каната; $x_д$ и . координаты масс $m_д$ и $m_г$ соответственно. Значения $x_д$ и $x_г$ чаются друг от друга на длину подвеса каната в соответствии с мулой

$$x_д = x_г + l_0 + x \ ,$$

в которой l_0 — длина подвеса каната при нулевой силе натяжения; линейная деформация каната, связанная с силой натяжения как

$$T = cx \ .$$

Дифференцируя два раза (2.3), с учетом (2.4) получаем

$$\frac{dx_д}{dt} - \frac{dx_г}{dt} = \frac{1}{c} \cdot \frac{dT}{dt} \ ;$$

$$\frac{d^2x_д}{dt^2} - \frac{d^2x_г}{dt^2} = \frac{1}{c} \cdot \frac{d^2T}{dt^2} \ .$$

Подставляя в (2.6) выражения $d^2x_д / dt^2$ и $d^2x_г / dt^2$ из (2. (2.2) соответственно, после преобразований находим дифференци ное уравнение для силы натяжения каната в виде

$$\frac{d^2T}{dt^2} + \Omega_0^2 T = \Omega_0^2 (G_г + \frac{F_д - G_г}{m_д + m_г} m_г), \qquad (2$$

где

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{c(m_д + m_г)}{m_д m_г}} \qquad (2$$

— частота собственных колебаний двухмассовой системы рис. 2.1, *б*.

Поскольку согласно (2.5) первая производная силы натяжения п порциональна разности скоростей масс $m_д$ и $m_г$, то начальные ловия для дифференциального уравнения (2.7) можно записать сле ющим образом

$$T(0) = T_0 \ ; \quad \frac{dT}{dt}(0) = c(v_{д0} - v_{г0}) \ , \qquad (2.9$$

ie $v_{д0}=\frac{dx_д}{dt}(0)$ и $v_{г0}=\frac{dx_г}{dt}(0)$ — скорости масс $m_д$ и $m_г$ соответ-
гвенно в момент времени $t=0$.

Решение дифференциального уравнения (2.7) зависит от приведен-
рй силы $F_д$, которая определяется механической характеристикой
іектропривода. Если в процессе пуска момент двигателя поддержива-
гся постоянным (при этом механическая характеристика имеет верти-
ıльный участок *1-2*, показанный на рис. 2.2, *а*), то приведенная сила,
эопорциональная моменту двигателя, также оказывается постоянной.

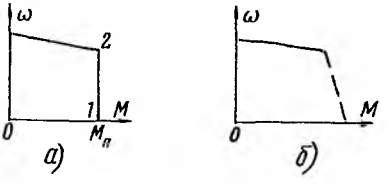


Рис. 2.2. Механические характеристики приводного двигателя с вертикальным (*а*) и наклонным (*б*) пусковым участком

При условии $F_д$= const (2.7) представляет собой линейное диффе-
нциальное уравнение второго порядка с постоянной правой частью.
эскольку в дальнейшем такие уравнения будут встречаться неодно-
атно, приведем без доказательства решение следующего дифференци-
ьного уравнения

$$\frac{d^2y}{dt^2}+\Omega^2 y=q, \tag{2.10}$$

: Ω = const и q=const.

При начальных условиях

$$y(0)=y_0 \quad \text{и} \quad \frac{dy}{dt}(0)=\dot{y}_0 \tag{2.11}$$

шение уравнения (2.10) имеет вид

$$y(t)=\frac{q}{\Omega^2}+\frac{\dot{y}_0}{\Omega}\sin\Omega t+(y_0-\frac{q}{\Omega^2})\cos\Omega t \tag{2.12}$$

ожет быть также представлено следующим образом

$$y(t)=y_{ср}+y_m\sin(\Omega t+\xi_0), \tag{2.13}$$

где $$y_{ср} = \frac{q}{\Omega^2}$$

— средняя составляющая решения;

$$y_m = \sqrt{(\frac{\dot{y}_0}{\Omega})^2 + (y_0 - \frac{q}{\Omega^2})^2} \; ; \qquad ($$

$$\xi_0 = \arcsin \frac{y_0 - q/\Omega^2}{y_m}$$

— соответственно амплитуда и начальная фаза переменной состаі щей решения, периодически изменяющейся с угловой частотой Ω .

Дифференциальные уравнения (2.7) и (2.10) имеют одинаковый поэтому для решения уравнения (2.7) можно воспользоваться форі ми (2.12) — (2.16), если ввести следующие обозначения

$$y = T;$$
$$\Omega = \Omega_0 \; ;$$
$$q = \Omega_0^2 (G_г + \frac{F_д - G_г}{m_д + m_г} m_г);$$
$$y_0 = T_0;$$
$$\dot{y}_0 = c(v_{д0} - v_{г0}).$$

Подставляя последние выражения в (2.13) — (2.16), получаем пс преобразований решение дифференциального уравнения (2.7) для сі натяжения каната в следующем виде

$$T(t) = T_{ср} + T_m \sin(\Omega_0 t + \xi_0), \qquad (2.1$$

где

$$T_{ср} = G_г + \frac{F_д - G_г}{m_д + m_г} m_г \qquad (2.1$$

— среднее значение силы натяжения каната;

$$T_m = \sqrt{[\frac{c(v_{д0} - v_{г0})}{\Omega_0}]^2 + (T_0 - G_г - \frac{F_д - G_г}{m_д + m_г} m_г)^2} \; ; \qquad (2.19$$

$$\xi_0 = \arcsin\frac{T_0 - T_{ср}}{T_m} \qquad (2.20)$$

– соответственно амплитуда и начальная фаза переменной составляю-
цей натяжения каната.

Из последних формул следует, что при мгновенном появлении
момента двигателя сила натяжения каната механизма подъема состоит
з двух составляющих: средней и гармонической, изменяющейся с
астотой согласно формуле (2.8). Амплитуда гармонической составляю-
цей зависит от действующих в механизме сил, разности начальных
коростей, значений масс $m_д$ и $m_г$, а также жесткости каната c. Если
еобходимо учесть не только жесткость каната, но и жесткость метал-
оконструкции (стрелы в случае стрелового крана или моста, по ко-
орому перемещается тележка с установленным на ней механизмом
одъема, в случае крана мостового типа), то в расчетной динамической
хеме рис. 2.1, *б* жесткость c следует рассматривать как эквивалентную
есткость упругой связи, которая определяется обеими указанными
есткостями [6].

В соответствии с (2.17) сила натяжения каната в момент времени

$$t_м = (\frac{\pi}{2} - \xi_0) / \Omega_0$$

остигает максимального значения

$$T_{max} = T_{ср} + T_m, \qquad (2.21)$$

е $T_{ср}$ и T_m определяются формулами (2.18) и (2.19).

Значение T_{max}, соответствующее (2.21), не учитывает демпфирова-
ие механических колебаний, обусловленное трением (в подшипниках,
бчатых колесах, канатах и т.д), а также демпфирующим действием
ектропривода с линейной механической характеристикой, изображен-
й на рис. 2.2, *б* пунктирной линией. Исследования показывают, что
е указанные виды демпфирования незначительно уменьшают ампли-
ду в первый период колебаний, в течение которого сила натяжения
ната достигает максимального значения. Таким образом, формула
21) позволяет находить T_{max} с небольшим завышением.

Расчетная динамическая схема, приведенная на рис. 2.1, *б*, буд пользована в дальнейшем для анализа динамических нагрузок . низма подъема. Для этой расчетной схемы характерны следующие бенности:

1) отношение масс $\frac{m_г}{m_д + m_г}$ для крановых механизмов под обычно не превышает 0,05 — 0,1; поэтому справедливо неравенство

$$m_г << m_д, \qquad (2$$

из которого следует, что момент инерции электропривода, приве ный к валу двигателя, определяется в основном моментом инерции щающихся частей механизма. Поскольку момент инерции краноі редуктора значительно меньше момента инерции ротора приводн двигателя, то из всех приведенных соображений можно сделать вы момент инерции электропривода механизма подъема в основном о деляется моментом инерции двигателя. Вследствие этого серии кра вых двигателей по условиям снижения потерь электроэнергии в це обмоток приводных двигателей при переходных процессах (кото пропорциональны моменту инерции электропривода) выполняютс относительно сниженным моментом инерции ротора;

2) с помощью неравенства (2.22) выражение (2.8) представляетс виде формулы $\Omega_0 \approx \sqrt{c / m_г}$. Поскольку жесткость каната *c* проп ціональна массе номинального груза и обратно пропорциональна д не подвеса каната, с помощью этой формулы можно приближенно о нить частоту собственных колебаний двухмассовой системы рис. 2.1 следующим образом [11]

$$f_0 = \Omega_0 / 2\pi \approx \frac{10}{\sqrt{l}}. \qquad (2.2$$

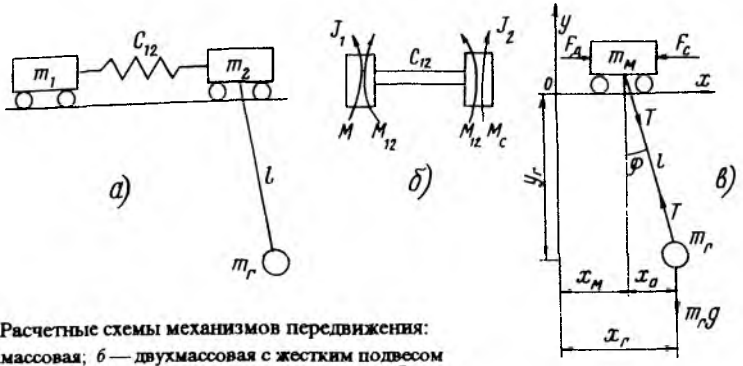
В (2.23) длина подвеса каната *l* выражена в метрах.

Для механизмов подъема кранов общепромышленного назначен частота собственных колебаний находится в пределах 0,5 — 5 Гц .

2.1.2. Механизмы передвижения

На рис. 2.3, *а* изображена трехмассовая расчетная динамическ схема механизма передвижения. В этой схеме m_1 — приведенная мас

ращающихся частей механизма (ротора двигателя, муфты, тормозного кива, редуктора), m_2 — приведенная масса поступательно движущихся стей (моста, тележки, крана), $m_г$ — приведенная масса груза, подвеенного с помощью каната длиной l к массе m_2. Массы m_1 и m_2 сое-



ис. 2.3 Расчетные схемы механизмов передвижения:
— трехмассовая; *б* — двухмассовая с жестким подвесом руза и упругим механизмом; *в* — двухмассовая с гибким одвесом груза и жестким механизмом

инены между собой через упругую связь с коэффициентом жесткости $_2$, который часто определяется в основном жесткостью выходного ансмиссионного вала механизма, передающего движение к его ходоым колесам [9,12]. При работе механизма возникают колебания в его еталлоконструкции и трансмиссионных валах (из-за наличия упругой язи между массами m_1 и m_2), кроме того, происходит раскачивание руза (который вместе с канатом длиной l образует маятник с подвижой точкой подвеса). Динамические нагрузки в упругих связях механизмов передвижения могут в 3—7 и более раз превысить статические агрузки [8], а маятниковые колебания груза вызывают неравномерное вижение механизмов передвижения кранов или тележек и создают необства при их эксплуатации. В связи со сказанным при рассмотрении инамических нагрузок в механизмах передвижения возникают две уппы проблем: 1) ограничение динамических нагрузок в упругих свях при переходных процессах пуска или торможения, когда эти нагрузг достигают наибольших значений; 2) анализ процессов раскачивания

подвешенного на канате груза и разработка рациональных спосо
покоения его колебаний.

Анализ показывает [7, 9], что частоты маятниковых кол
груза существенно ниже (на порядок и более) частот упругих кол
металлоконструкции и трансмиссии механизмов передвижени
этом колебания подвешенного на канате груза практически не з
от упругих колебаний элементов механизма, в связи с чем кол
груза можно рассматривать на основе анализа двухмассовой сис
гибким подвесом груза и жестким механизмом. Установлено так
учет гибкости каната, с помощью которого подвешен груз, нес
венно (не более 10%) сказывается на значениях наибольших
мических нагрузок в упругих связях; поэтому при определении наг
в упругих связях механизмов передвижения можно использовать
массовую систему с упругим механизмом и жестким подвесом груз

В дальнейшем для анализа динамических процессов в механ
передвижения будем использовать двухмассовые расчетные схемы
торые получаются из схемы рис. 2.3, *а* заменой упругой связи (м
массами m_1 и m_2 или m_2 и $m_г$) на абсолютно жесткую связ
рис. 2.3, *б* приведена расчетная схема с жестким подвесом груза и у
гим механизмом, где J_1— приведенный момент инерции вращающ
частей механизма; J_2— приведенный момент инерции поступате
движущихся частей механизма, включая и груз. На рис.2.3, *в* изо
жена расчетная схема с гибким подвесом груза и жестким механиз
в которой $m_м$ и $m_г$ представляют собой соответственно приведен
массу всех движущихся частей механизма, за исключением груза, и
веденную массу груза. Параметры первой из этих схем приведены к
щающемуся валу, поскольку целью расчетов часто является опред
ние динамических нагрузок во вращающейся упругой связи (наприм
на трансмиссионном валу механизма или на валу двигателя). Во вто
схеме параметры приведены к поступательному движению, так
целью рассмотрения этой схемы является анализ колебаний посту
тельно движущегося груза. Замена трехмассовой системы на соотве
вующую двухмассовую систему позволяет упростить расчет и в р
случаев дает возможность получить удобные для анализа несложн
формулы.

Расчетная динамическая схема с жестким подвесом груза и упругим ханизмом. Уравнения движения вращающихся масс, входящих в рас-тную схему рис. 2.3, *б*, имеют вид

$$J_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} = M - M_{12}\,; \tag{2.24}$$

$$J_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = M_{12} - M_c\,, \tag{2.25}$$

е J_1 и φ_1 (или J_2 и φ_2) — соответственно момент инерции и угол ворота первой (или второй) вращающейся массы; M — момент при-дного двигателя механизма передвижения; M_c — момент сопротив-ния; M_{12} — момент упругости, связанный с жесткостью c_{12} соотно-нием

$$M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)\,. \tag{2.26}$$

Уравнения (2.24), (2.25) и (2.26), описывающие расчетную динами-кую схему механизма передвижения на рис. 2.3, *б*, совпадают с сос-ленными ранее для механизма подъема уравнениями (2.1), (2.2) и 4) соответственно. Разница между этими двумя группами уразнений лючается только в обозначениях, что не сказывается на результатах ения. Поэтому, сопоставляя соответствующие уравнения из двух занных групп, можно для расчетной схемы на рис. 2.3, *б* (по ана-ии с формулами (2.7) — (2.9) и (2.17) — (2.21)) записать следующие ажения:

1) дифференциальное уравнение для момента упругости

$$\frac{d^2M_{12}}{dt^2} + \Omega_{12}^2 M_{12} = \Omega_{12}^2\left(M_c + \frac{M - M_c}{J_1 + J_2} J_2\right), \tag{2.27}$$

Ω_{12} — частота собственных колебаний двухмассовой системы, рав-

$$\Omega_{12} = \sqrt{\frac{c_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}\,; \tag{2.28}$$

2) начальные условия для дифференциального уравнения (2.2

$$M_{12}(0) = M_{12,0}\,; \qquad \frac{dM_{12}}{dt}(0) = c_{12}(\omega_{1,0} - \omega_{2,0}),$$

где $\omega_{1,0} = \frac{d\varphi_1}{dt}(0)$ и $\omega_{2,0} = \frac{d\varphi_2}{dt}(0)$ — скорости инерционных ма и J_2 соответственно в момент времени t=0;

3) решение дифференциального уравнения (2.27) для случая, момент двигателя поддерживается постоянным (при этом механич характеристика электропривода имеет показанный на рис. 2.2, *а* в кальный участок 1—2, где $M = M_п$ = const)

$$M_{12}(t) = M_{ср} + M_m \sin(\Omega_{12} t + \zeta_0)\,, \qquad (2$$

где

$$M_{12,ср} = M_с + \frac{M_п - M_с}{J_1 + J_2} J_2 \qquad ($$

— среднее значение момента упругости;

$$M_{12,m} = \sqrt{\left[\frac{c_{12}(\omega_{1,0} - \omega_{2,0})}{\Omega_{12}}\right]^2 + \left(M_{12,0} - M_с - \frac{M_п - M_с}{J_1 + J_2} J_2\right)^2}\,; \qquad (2.3$$

$$\zeta_0 = \arcsin \frac{M_{12,0} - M_{12,ср}}{M_{12,m}} \qquad (2$$

— соответственно амплитуда и начальная фаза переменной составл щей момента упругости.

Из последних формул следует, что при мгновенном появлении мента двигателя момент упругости механизма передвижения в двух совой системе рис. 2.3, *б* состоит из двух составляющих: средней и монической, изменяющейся с частотой согласно формуле (2.28). Амп туда гармонической составляющей зависит от действующих в меха ме моментов, разности начальных скоростей, значений моментов ин ции J_1 и J_2, а также коэффициента жесткости c_{12};

4) максимальное значение момента упругости

$$M_{12,max} = M_{12,ср} + M_{12,m}, \qquad (2.$$

де $M_{12,ср}$ и $M_{12,m}$ определяются формулами (2.31) и (2.32).

Формула (2.34) получена без учета демпфирования колебаний, которое имеет место во всех крановых конструкциях. Вследствие наличия демпфирования колебания с течением времени затухают. Однако на значение первой амплитуды колебаний демпфирование оказывает небольшое влияние. Поэтому, как и для механизма подъема, формула (2.34) определяет максимальное значение момента упругости с небольшим завышением.

Расчетная схема механизма передвижения на рис. 2.3, б отличается от расчетной схемы механизма подъема на рис. 2.1, б прежде всего соотношением приведенных масс вращающихся и поступательно движущихся частей. Если в механизме подъема масса поступательно движущихся частей намного меньше массы вращающихся частей, то в механизме передвижения имеет место обратная ситуация

$$J_2 \gg J_1 , \qquad (2.35)$$

и именно: приведенный момент инерции поступательно движущихся частей существенно больше приведенного момента инерции вращающихся частей механизма. Это обусловлено тем, что в отличие от механизмов подъема в механизмах передвижения значительно выше масса поступательно движущихся частей (за счет тележки или крана, которые имеют большие массы) и существенно ниже момент инерции вращающихся частей (поскольку мощность, габариты и момент инерции приводного двигателя у механизма передвижения значительно меньше, чем у механизма подъема). Вследствие указанных факторов общий момент инерции электропривода механизмов передвижения в 10—30 и более раз выше, чем у их приводного двигателя. Подобные механизмы часто называют инерционными.

Расчетная динамическая схема с жестким механизмом и гибким подвесом груза. В схеме на рис. 2.3, *в* механизм передвижения (например, тележка или мост мостового крана) соединен с грузом с помощью каната длиной l. Движение груза осуществляется под действием сил веса груза $m_г g$ и натяжения каната T, а движение механизма — под действием приведенной силы $F_д$, силы сопротивления движению $F_с$ и натяжения T.

Уравнение движения груза по осям x и y имеют вид соответ венно

$$-T\sin\varphi = m_{\text{г}}\frac{d^2x_{\text{г}}}{dt^2}; \qquad (2.3$$

$$T\cos\varphi - m_{\text{г}}g = m_{\text{г}}\frac{d^2y_{\text{г}}}{dt^2}, \qquad (2.3$$

где φ — угол отклонения подвески груза от вертикали; $x_{\text{г}}$ и $y_{\text{г}}$ — к ординаты груза по осям $x_{\text{г}}$ и $y_{\text{г}}$ соответственно.

Дифференцируя два раза очевидные из рис. 2.3, *в* соотношения ме ду координатами

$$x_{\text{г}} = x_{\text{м}} + l\sin\varphi;$$
$$y_{\text{г}} = -l\cos\varphi,$$

где $x_{\text{м}}$ — координата механизма по оси x, и подставляя полученны выражения в (2.36) и (2.37), находим

$$-T\sin\varphi = m_{\text{г}}\frac{d^2x_{\text{м}}}{dt^2} - m_{\text{г}}l\sin\varphi\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 + m_{\text{г}}l\cos\varphi\frac{d^2\varphi}{dt^2}; \qquad (2.38)$$

$$T\cos\varphi - m_{\text{г}}g = m_{\text{г}}l\cos\varphi\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 + m_{\text{г}}l\sin\varphi\frac{d^2\varphi}{dt^2}. \qquad (2.39)$$

Далее, умножая уравнение (2.39) на $\cos\varphi$, уравнение (2.38) на $-\sin$ и складывая получаемые выражения друг с другом, находим формул для силы натяжения каната

$$T = m_{\text{г}}g\cos\varphi - m_{\text{г}}\frac{d^2x_{\text{м}}}{dt^2}\sin\varphi + m_{\text{г}}l\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2, \qquad (2.40)$$

подставляя которую в (2.38), после преобразований получаем уравнен движения груза

$$\frac{d^2x_{\text{м}}}{dt^2}\cos\varphi + l\frac{d^2\varphi}{dt^2} + g\sin\varphi = 0. \qquad (2.41)$$

Уравнение движения механизма согласно рис. 2.3, *в* имеет вид

$$F_д - F_с + T\sin\varphi = m_м \frac{d^2 x_м}{dt^2} \qquad (2.42)$$

и после подстановки в него T из (2.40) представляется следующим образом

$$(m_м + m_г \sin^2\varphi)\frac{d^2 x_м}{dt^2} - m_г g\sin\varphi\cos\varphi - m_г l\sin\varphi\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = F_д - F_с. \qquad (2.43)$$

Дифференциальные уравнения (2.41) и (2.43) являются существенно нелинейными и образуют систему, решение которой в общем случае получить затруднительно. Однако эти уравнения можно упростить, если учесть, что для реальных крановых установок угол φ не превышает 5—10 градусов, а при этом $\sin\varphi \approx \varphi$ и $\cos\varphi \approx 1$. С учетом данных условий уравнение движения груза (2.41) представляется в виде

$$\frac{d^2 x_0}{dt^2} + \omega_г^2 x_0 = -a_м, \qquad (2.44)$$

где $x_0 = \varphi l$ — отклонение груза от положения равновесия по оси x (см. рис. 2.3, *в*); $a_м = \frac{d^2 x_м}{dt^2}$ — ускорение механизма; $\omega_г$ — угловая частота собственных колебаний груза, равная

$$\omega_г = \sqrt{\frac{g}{l}}. \qquad (2.45)$$

Согласно (2.45), частота собственных колебаний груза может быть определена по формуле

$$f_г = \frac{\omega_г}{2\pi} \approx \frac{0{,}5}{\sqrt{l}}, \qquad (2.46)$$

где длина подвеса каната l выражена в метрах. Формула (2.46) вследствие своей простоты удобна для оценочных расчетов.

Уравнение движения механизма (2.43) при малых углах φ также упрощается. Пренебрегая в (2.43) произведениями малых величин $\sin^2\varphi$ и

$\sin\varphi(d\varphi/dt)^2$, можно записать уравнение движения механизма в следу щем виде

$$\frac{F_д - F_с}{m_м} + \frac{m_г}{m_м}\omega_г^2 x_0 = a_м. \qquad (2.4$$

Уравнения (2.44) и (2.47) описывают двухмассовую систему, изобр женную на рис. 2.3, *в*, при малых углах отклонения груза. Они буд использованы далее в гл. 5 при анализе вопросов успокоения колеб ний груза.

2.2. АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

С использованием рассмотренных расчетных динамических схе можно провести анализ динамических нагрузок в механизмах подъем и передвижения. Значительный интерес представляет определение на больших динамических нагрузок в упругих связях. Максимальные дин мические нагрузки в упругих связях возникают при пуске механизмо кинематические цепи которых могут кратковременно размыкаться из-з наличия зазоров в передачах или слабины в канатах. В процессе анал за этих нагрузок решается задача: выяснить условия, при выполнени которых максимальные нагрузки ограничены на должном уровне. рамках настоящего учебного пособия наибольший интерес представл ют такие условия ограничения динамических нагрузок, которые мог быть осуществлены средствами электропривода. Определение этих у ловий позволяет выявить характерные для электроприводов крановы механизмов особенности и требования.

2.2.1. Механизмы подъема

Подъем "с веса". Проведем анализ динамических нагрузок для изо раженной на рис. 2.4, *а* двухмассовой расчетной схемы, в которой н посредственно перед началом подъема массы $m_д$ и $m_г$ неподвижны

(или движутся с одинаковыми промежуточными скоростями), а натяжение каната равно весу груза. В данном случае начальные условия (2.9) для дифференциального уравнения (2.7) таковы:

$$T_0 = G_г; \quad v_{д0} = v_{г0}. \tag{2.48}$$

В тех случаях, когда подъем груза осуществляется при начальных условиях (2.48), его называют подъемом "с веса". Если в процессе

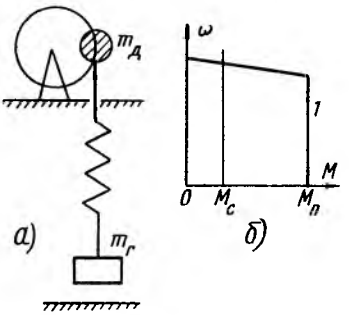


Рис. 2.4. Пояснение динамических нагрузок при подъеме с "веса": *а* — расчетная схема; *б* — механическая характеристика приводного двигателя

подъма приводной двигатель работает в соответствии с механической характеристикой *1* на рис. 2.4, *б*, то момент двигателя постоянен, и сила натяжения каната изменяется согласно зависимостям (2.17) — (2.20). Подставляя (2.48) в (2.19), определяем амплитуду переменной составляющей натяжения каната

$$T_m = \frac{F_д - G_г}{m_д + m_г} m_г \tag{2.49}$$

и далее, подставляя (2.18) и (2.49) в (2.21), находим максимальное значение натяжения каната

$$T_{max} = G_г + \frac{2(F_д - G_г)}{m_д + m_г} m_г \tag{2.50}$$

и коэффициент динамичности (равный отношению максимального значения нагрузки в упругой связи к установившемуся значению)

$$k_д = \frac{T_{max}}{G_г} = 1 + \frac{2(F_д - G_г)}{G_г} \cdot \frac{m_г}{m_д + m_г}.$$

Поскольку вес груза пропорционален моменту сопротивления, си $F_д$ пропорциональна пусковому моменту двигателя $M_п$ (см. рис. 2.4, а отношение масс не превышает 0,05 — 0,1, последнее выражение зап сываем в виде формулы,

$$k_д \approx 1 + (0,1—0,2)\,\frac{M_п - M_с}{M_с}, \qquad (2.51)$$

которая удобна для получения количественных оценок динамическ нагрузок. Принимая типовые для случаев подъема номинального гру условия: $M_с$ примерно равен номинальному моменту двигателя, а M в 2 — 2,5 раза превышает его, согласно (2.51) находим $k_д \approx 1,1$— 1,2 Таким образом, при подъеме "с веса" максимальное значение натяж ния каната всего на 10 — 25 % больше веса номинального груза нез висимо от начальной скорости подъема. Такие значения натяжения д пустимы по условиям прочности канатов, следовательно, в данном сл чае динамические нагрузки находятся в допустимых пределах.

Подъем "с подхватом". На рис. 2.5, *а* показана схема механизм подъема, в которой пуск механизма начинается при ослабленных кан

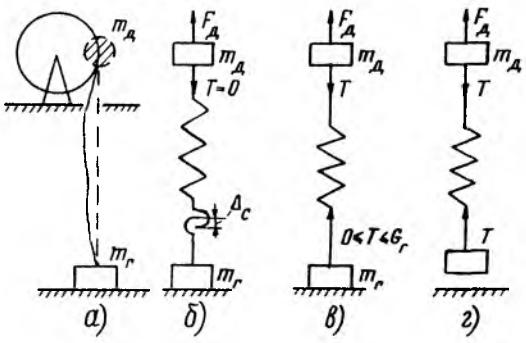


Рис. 2.5. Расчетные схем механизма на различны этапах подъема груза подхватом"

гах. После зачаливания груза в канатах всегда образуется некоторая слабина, которая выбирается в начальной стадии подъема. В процессе выбора слабины канатов груз остается неподвижным, а вращающиеся части механизма разгоняются до определенной скорости. Следовательно, различные части механизма начинают движение неодновременно. Такой подъем груза называют подъемом "с подхватом".

Процесс подъема груза при наличии слабины канатов происходит в три этапа, на каждом из которых используется своя расчетная динамическая схема (см. рис. 2.5, *б* — *г*).

Первый этап — выбор слабины каната. В ходе первого этапа натяжение каната равно нулю, масса $m_г$ неподвижна, а масса $m_д$ движется под действием силы $F_д$, выбирая показанный на рис. 2.5, *б* расчетный зазор $\Delta_с$, соответствующий слабине каната подъемного механизма. Если приводной двигатель механизма подъема работает на вертикальном участке механической характеристики (см. рис. 2.4, *б*), то сила $F_д$, пропорциональная моменту двигателя, будет постоянна, вследствие чего масса $m_д$ в процессе выбора слабины канатов движется с постоянным ускорением $a_{д1} = F_д / m_д$. При этом зависимости от времени скорости и координаты массы $m_д$, определяемые известными формулами

$$v_д(t) = v_д(0) + \int_0^t a_д dt; \qquad x_д(t) = x_д(0) + \int_0^t v_д dt,$$

при нулевых начальных условиях $x_д(0) = 0$ и $v_д(0) = 0$ имеют вид

$$v_д(t) = a_{д1} t;$$

$$x_д = \frac{a_{д1} t^2}{2}.$$

Подставляя во вторую из этих формул $x_д = \Delta_с$, находим время выбора слабины каната

$$t_1 = \sqrt{\frac{2\Delta_с}{a_{д1}}} \qquad (2.52)$$

и далее, подставляя в первую формулу t_1 согласно (2.52), определяем скорость массы $m_д$ в конце этапа выбора слабины каната

$$v_{д1} = \sqrt{2\Delta_c a_{д1}}\,. \qquad (2.5$$

Таким образом, в конце первого этапа натяжение каната еще равн нулю, скорость груза также равна нулю, а скорость массы $m_д$ достиг значения, соответствующего формуле (2.53). Эти же значения переме ных являются начальными условиями для второго этапа подъема груза

Второй этап — нагружение упругой связи (рис. 2.5, *в*). В течение вт рого этапа натяжение каната T возрастает от нулевого уровня до ве груза $G_г$, поэтому масса $m_г$ продолжает находиться на основании и о тается неподвижной, а масса $m_д$ движется под действием двух сил ($F_д$ T) в соответствии с уравнением движения

$$F_д - T = m_д \frac{d^2 x_д}{dt^2}, \qquad (2.54$$

где натяжение каната согласно (2.3) и (2.4) при $x_г = 0$

$$T = c(x_д - l_0)\,. \qquad (2.55$$

Выражая в (2.54) $x_д$ через T согласно (2.55), получаем уравнение дл натяжения каната

$$\frac{d^2 T}{dt^2} + \Omega_д^2 T = \Omega_д^2 F_д, \qquad (2.56$$

где $\Omega_д = \sqrt{c/m_д}$.

Поскольку $F_д = \text{const}$, то решение уравнения (2.56) можно записа с помощью формул (2.13) — (2.16). Учитывая, что начальные услов для переменных на втором этапе совпадают с конечными условиями д первого этапа и равны: $T(0) = 0$; $\frac{dT}{dt}(0) = cv_{д1}$, решение дифферен ального уравнения (2.56) представляется в виде формулы

$$T = F_д + \sqrt{F_д^2 + \left(\frac{cv_{д1}}{\Omega_д}\right)^2}\,\sin(\Omega_д t - \operatorname{arctg}\frac{F_д \Omega_д}{cv_{д1}}), \qquad (2.5$$

с помощью которой можно найти длительность второго этапа t_2. Подставляя в (2.57) условие $T = G_г$ и решая получаемое уравнение относительно времени, находим

$$t_2 = \frac{1}{\Omega_д}\left(\arcsin\frac{G_г - F_д}{\sqrt{F_д^2 + \left(\frac{cv_{д1}}{\Omega_д}\right)^2}} + \operatorname{arctg}\frac{F_д\Omega_д}{cv_{д1}}\right). \qquad (2.58),$$

Используя (2.55) и (2.57), далее определяем зависимость скорости от времени для массы $m_д$

$$v_д = \frac{1}{c}\cdot\frac{dT}{dt} = \sqrt{v_{д1}^2 + \left(\frac{a_{д1}}{\Omega_д}\right)^2}\cos\left(\Omega_д t - \operatorname{arctg}\frac{a_{д1}}{v_{д1}\Omega_д}\right). \qquad (2.59)$$

Подставляя в (2.59) время $t = t_2$, получаем скорость $v_{д2}$ в конце второго этапа. Таким образом, в конце второго этапа натяжение каната равно весу груза, скорость груза равна нулю, а скорость массы $m_д$ равна $v_{д2}$. Эти же значения переменных совпадают с соответствующими начальными условиями для третьего этапа подъема груза.

Третий этап — подъем груза (рис. 2.5, *г*). В процессе третьего этапа осуществляется движение обеих масс. В начале этапа канат натянут, расчетная динамическая схема имеет такой же вид, как на рис. 2.1, *б*, и натяжение каната можно определить с помощью формул (2.17) — (2.21). Подставляя в эти формулы начальные условия для третьего этапа подъема

$$T_0 = G_г; \quad v_{д0} = v_{д2}; \quad v_{г0} = 0\ , \qquad (2.60)$$

находим зависимость от времени натяжения каната и амплитуду его переменной составляющей

$$T(t) = T_{ср} + T_m\sin\left(\Omega_0 t + \arcsin\frac{G_г - F_д}{T_m}\cdot\frac{m_г}{m_д + m_г}\right); \qquad (2.61)$$

$$T_m = \sqrt{\left(\frac{cv_{д2}}{\Omega_0}\right)^2 + \left(\frac{F_д - G_г}{m_д + m_г}m_г\right)^2}\ , \qquad (2.62)$$

где Ω_0 и $T_{ср}$ — частота собственных колебаний и среднее значение лы натяжения каната, определяемые формулами (2.8) и (2.18).

Сравнивая выражения для T_m (2.49) и (2.62) соответственно подъемах "с веса" и "с подхватом", можно заключить, что при подъ "с подхватом" амплитуда переменной составляющей натяжения кан всегда выше. В зависимости от соотношения амплитуды переменно средней составляющих натяжения каната важно рассмотреть два хар терных случая.

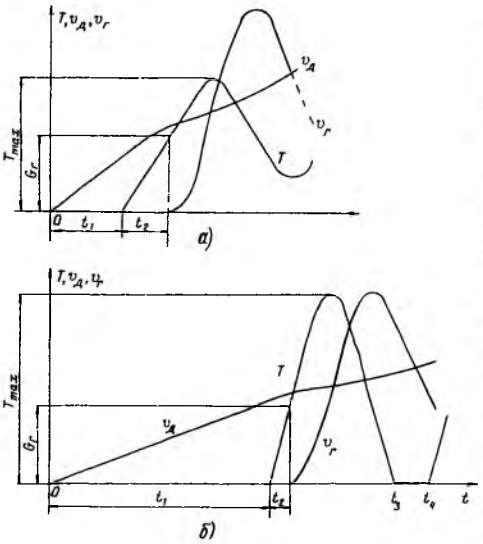


Рис. 2.6. Временные диаграммы натяжения каната и скоростей масс при пуске механизма подъема "с подхватом"

Случай 1: $T_m < 1$ т.е. амплитуда перемен составляющей натяжен каната меньше средней с тавляющей. На рис. 2.6, приведены временные ди граммы для натяжения в ната и скоростей масс $m_г$ $m_д$. Так как для механи мов подъема $m_г << m_д$, т согласно (2.18), $T_{ср} \approx G_г$ $T_{max} = T_{ср} + T_m < 2G_г$. Сл довательно, максимально значение натяжения канат в данном случае хотя больше, чем при подъеме " веса", но не выше двойного веса груза.

Случай 2: $T_m > T_{ср}$, т.е. амплутуда переменной составляющей на тяжения больше средней составляющей. На рис. 2.6, *б* для данного случая приведены временные диаграммы. В определенный момент вре мени t_3 натяжение каната достигает нулевого значения. Поскольку ка нат работает только на растяжение и представляет собой упругий эле мент одностороннего действия, то при отрицательном натяжении он теряет устойчивость и в течение определенного промежутка времени $t_3 t_4$ в нем вновь образуется слабина. В таком процессе скорость груз

может превысить скорость верхнего конца каната, наматываемого на барабан, и возникает так называемый "подскок груза" (или силовое размыкание (см. [9])). Явление "подскока груза" может привести к выходу каната из канавок барабана и нарушению нормальной работы механизма подъема [9, 12]. Поскольку описанный режим работы механизма подъема нежелателен, необходимо предусмотреть специальные меры для его исключения. Такие меры можно выявить, если проанализировать возможные способы ограничения динамических нагрузок в механизме. Подставляя в (2.21) $T_{ср}$ согласно (2.18) и T_m из (2.62), получаем выражение для максимального значения натяжения каната

$$T_{max} = G_г + \frac{F_д - G_г}{m_д + m_г} m_г + \sqrt{\left(\frac{c v_{д2}}{\Omega_0}\right)^2 + \left(\frac{F_д - G_г}{m_д + m_г} m_г\right)^2}. \qquad (2.63)$$

Поскольку $m_г << m_д$, последнее выражение можно записать в виде формулы

$$T_{max} \approx G_г + v_{д2}\sqrt{c m_г}, \qquad (2.64)$$

с помощью которой находим коэффициент динамичности

$$k_д = \frac{T_{max}}{G_г} = 1 + \frac{v_{д2}\sqrt{c m_г}}{G_г}. \qquad (2.65)$$

Формулы (2.64) и (2.65) имеют простой и удобный для анализа вид. Согласно (2.64) и (2.65) возможны следующие пути снижения динамических нагрузок механизма подъема:

1) уменьшение жесткости c упругой связи. Для этой цели в крюковых подвесках или в металлоконструкции механизма (между двигателем и редуктором или между редуктором и фундаментом) устанавливают специальные пружины. Такой путь может быть назван механическим, он не очень эффективен, так как жесткость c входит под корнем;

2) уменьшение скорости $v_{д2}$ в момент отрыва груза от опоры. Этот путь принципиально может быть осуществлен при использовании эксплуатационных и электрических способов. Первый из них, заключающийся в том, что в процессе эксплуатации крановых установок обеспечивают минимальную слабину каната при пуске механизма подъема, имеет небольшую эффективность. Наиболее перспективным способом

уменьшения значения $\nu_{д2}$ является обеспечение пониженной скоро двигателя при отрыве груза от опоры средствами электропривода. кой способ можно назвать электрическим, он реализуется с помощ электроприводов, имеющих изображенные на рис. 2.7 механичес характеристики вида *1* или *2*. Мягкую рактеристику *1*, при работе в соответстви которой пусковой момент двигателя с тавляет 70 — 80% от номинального, мож получить в простых системах электропри да (например, при реостатном регулиро нии). Электропривод с характеристикой обеспечивает пониженные скорости для ш рокого диапазона изменения момента с противления и поэтому выгодно отличает наибольшими возможностями по огранич нию динамических нагрузок, однако такой электропривод должен бы выполнен по сравнительно сложной системе и имеет более высоку стоимость.

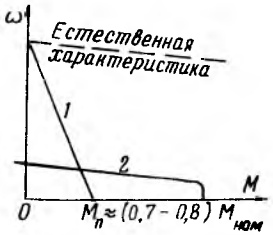


Рис. 2.7. Желаемые виды механических характеристик электроприводов

2.2.2. Механизмы передвижения

В настоящем разделе проводится анализ динамических нагрузок упругой связи на базе расчетной схемы с жестким подвесом груза и уп ругим механизмом (см. рис. 2.3, *б*).

Пуск механизма передвижения при постоянном моменте двигател Перед началом процесса пуска инерционные массы J_1 и J_2 неподвиж ны, а момент упругости равен нулю, поэтому начальные условия дл дифференциального уравнения (2.27) имеют следующий вид:

$$M_{12,0} = 0; \quad \omega_{1,0} = \omega_{2,0} = 0 \ . \qquad (2.66$$

Как показано в п. 2.1.2, если приводной двигатель в процессе пуск развивает постоянный момент, то максимальное значение момента уп

ругости представляется в виде (2.34). Подставляя (2.31) — (2.32) и (2.66) в (2.34), находим

$$M_{12,\max} = 2(M_c + \frac{M_п - M_c}{J_1 + J_2} J_2). \qquad (2.67)$$

С учетом неравенства (2.35) максимальное и среднее значения момента упругости согласно (2.67) и (2.31) равны

$$M_{12,\max} \approx 2M_п; \quad M_{12,ср} \approx M_п. \qquad (2.68)$$

Соответствующий полученным значениям коэффициент динамичности $k_д = M_{12,\max} / M_{12,ср} \approx 2$ всегда больше, чем для механизма подъема (см. (2.51)). Из сравнения (2.50) и (2.68) следует также, что в механизмах передвижения в отличие от механизмов подъема максимальные динамические нагрузки мало зависят от веса груза. Таким образом, вследствие свойственного механизмам передвижения соотношения параметров (2.35), динамические нагрузки в упругих связях этих инерционных механизмов выше, чем у механизмов подъема.

Пуск механизма передвижения при постоянном моменте двигателя и наличии зазоров в передачах. Пуск механизма передвижения с зазорами в передачах происходит аналогично рассмотренному ранее пуску механизма подъема при наличии слабины канатов. Процесс пуска механизма передвижения при наличии зазора осуществляется в три этапа. На первом этапе происходит выбор зазора (см. рис. 2.8, *а*), при этом механическая связь между инерционными массами J_1 и J_2 отсутствует, момент упругости равен нулю, масса J_2 неподвижна, а масса J_1 разгоняется с постоянным угловым ускорением $\varepsilon_1 = M_п / J_1$, где $M_п$ — пусковой момент двигателя на характеристике рис. 2.2, *а*. В процессе второго этапа (см. рис. 2.8, *б*) момент упругости возрастает от нуля до значения момента сопротивления, при этом вторая инерционная масса остается неподвижной, а первая продолжает разгоняться. На третьем этапе (см. рис. 2.8, *в*) осуществляется движение обеих инерционных масс.

Уравнения, описывающие расчетные схемы механизма передвижения на рис. 2.8, *а, б, в*, имеют такой же вид, как и для схемы механизма подъема на рис. 2.5, *б, в, г*. Поэтому можно воспользоваться выведен-

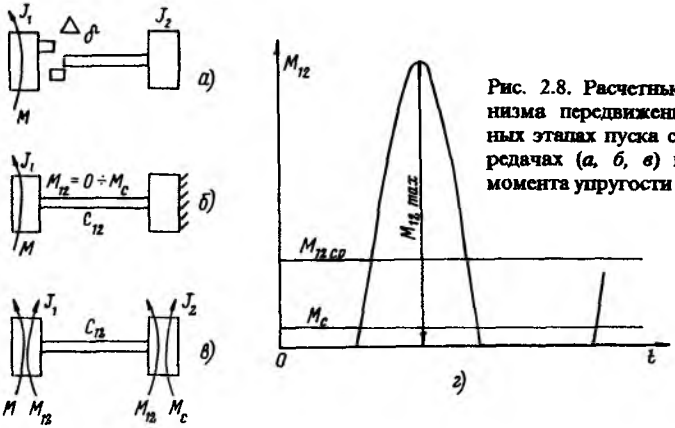


Рис. 2.8. Расчетные схемы м низма передвижения на разл ных этапах пуска с зазором в редачах (*а, б, в*) и зависимс момента упругости от времени

ными ранее для механизма подъема формулами. Так, по аналогии (2.63) записываем выражение для максимального значения момен упругости

$$M_{12,\,\max} = M_c + \frac{M_п - M_c}{J_1 + J_2} J_2 + \sqrt{\left(\frac{c_{12}\omega_{1,II}}{\Omega_{12}}\right)^2 + \left(\frac{M_п - M_c}{J_1 + J_2} J_2\right)^2}, \qquad (2.69$$

где $\omega_{1,II}$ — угловая скорость первой инерционной массы в конце втор го этапа.

Если использовать неравенство (2.35) и учесть, что для механизм передвижения обычно момент сопротивления значительнс меньше пу кового момента (наибольшее значение момента сопротивления не пр вышает половины номинального момента двигателя, а пусковой м мент приблизительно в 2—2,5 раза больше номинального), то выр жение (2.69) можно представить в более простом виде

$$M_{12,\,\max} = M_п\left(1 + \sqrt{1 + \left(\frac{c_{12}\omega_{1,II}}{\Omega_{12} M_п}\right)^2}\right). \qquad (2.$$

В соответствии с (2.70) имеются следующие пути снижения динам ческих нагрузок в механизмах передвижения:

1) уменьшение жесткости c_{12} упругой связи, что достигается, как и в механизмах подъема, введением в механизмы передвижения упругих звеньев (на последней ступени редуктора или между двигателем и редуктором и т.д. [12]); такие механические способы ограничения нагрузок используются при разработке механического оборудования кранов;

2) снижение скорости, при которой осуществляется выбор зазора.

Ограничение динамических нагрузок путем снижения скорости может быть осуществлено различными способами. Особый интерес представляет группа электрических способов снижения скорости двигателя, заключающихся в том, что с помощью электропривода, имеющего показанные на рис. 2.7 механические характеристики вида *1* или *2*, обеспечивают автоматический выбор зазора на малой скорости и только после этого осуществляют разгон двигателя до рабочей скорости.

Поскольку с уменьшением зазоров снижаются динамические нагрузки, большой интерес вызывают и технологические способы, основанные на изготовлении механизмов передвижения с малыми зазорами. Если значение входящей в (2.70) величины $\omega_{1,II}$ принять равной изменению скорости первой инерционной массы за первый этап пуска (которое аналогично (2.53) выражается в виде $\sqrt{2\Delta_\delta \varepsilon_1}$, где Δ_δ— суммарный приведенный зазор), то можно принять $\omega_{1,II} \approx \sqrt{2\Delta_\delta \varepsilon_1}$. Подставляя это соотношение в (2.70), получаем

$$M_{12,\,\max} \approx M_п\left(1+\sqrt{1+\frac{2c_{12}\Delta_\delta}{M_п}}\right). \qquad (2.71)$$

Из (2.71) следует, что максимальное значение момента упругости возрастает при увеличении зазора. В механизмах передвижения суммарный зазор, приведенный к валу двигателя, составляет 70—80 градусов и более. Установлено, что вследствие износа зубчатых колес зазор возрастает. Поэтому динамические нагрузки, вызванные наличием зазора, со временем увеличиваются.

На рис. 2.8, *г* приведен график зависимости момента упругости от времени для случая, когда амплитуда переменной составляющей момента упругости больше его средней составляющей. В процессе третьего этапа пуска момент упругости из-за повторного образования зазора в течение определенного промежутка времени становится равным нулю.

Поэтому при пуске механизмов передвижения может иметь место гократное зазорообразование, сопровождаемое большими динам кими нагрузками.

2.2.3. Механизмы поворота

При определении динамических нагрузок в механизмах повор как и в механизмах передвижения, рассматривают следующие про мы: 1) ограничение динамических нагрузок в упругих элементах м низма (валах, деталях стреловой системы и т.д.) при переходных цессах пуска или торможения и 2) ограничение раскачивания груза.

Для решения первой группы проблем при расчетах динамиче нагрузок можно использовать приведенные на рис. 2.8, *а* — *в* расчет схемы [12], в которых J_2 представляет собой приведенный мом инерции масс поворотной части крана. Характерными особенност механизма поворота являются повышенный момент инерции вто инерционной массы (отношение J_2 / J_1 достигает 50 — 100 и боле большой приведенный зазор (до одного-двух оборотов двигателя) качественном плане динамические нагрузки, возникающие при пу или торможении механизмов передвижения и поворота, аналоги друг другу. Поэтому для ограничения динамических нагрузок механ мов поворота используют рассмотренные в п. 2.2.2 механическ технологические и электрические способы.

Раскачивание груза при повороте крана затрудняет процесс упр ления и вызывает повышенные динамические нагрузки в элементах ханизма и деталях несущей конструкции (стрелы, башни) [12]. В отлич от механизма передвижения при работе механизма поворота возни ют пространственные колебания груза. Поэтому уравнения движен груза при повороте крана имеют значительно более сложный вид сравнению с уравнением (2.44), которое описывает плоское движен груза. Далее в гл. 5 рассмотрены вопросы успокоения колебаний п вешенного на канате груза применительно к механизму передвижени

3. ТРЕБОВАНИЯ К МЕХАНИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

3.1. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ПРЕДЕЛЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ И МОМЕНТА ПРИВОДНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В большинстве случаев крановые механизмы работают в режиме ручного управления по командам оператора и находятся под их непрерывным контролем. При этом оператор с помощью командного устройства выбирает направление и скорость движения груза или крана, время начала и конца очередной операции и т.д. Органы управления (силовые контроллеры, командоконтроллеры или кнопочные станции) имеют несколько фиксированных положений, каждое из которых задает уровень и направление скорости приводного двигателя в установившемся режиме, а также его момент при переходных процессах. Любому положению органа управления (кроме нулевого) соответствует определенная механическая характеристика электропривода, а всем положениям органа управления — надлежащее семейство механических характеристик. Все виды крановых механизмов имеют свои характерные наборы желаемых механических характеристик, которые определяются особенностями статических и динамических нагрузок, технологическими требованиями, точностью позиционирования рабочего органа и т.д. Рассмотрим основные факторы, влияющие на выбор механических характеристик крановых электроприводов.

Пределы изменения статических нагрузок. На основе анализа статических нагрузок, проведенного в первой главе, установлено, что при изменении веса груза (а для механизмов передвижения и поворота также уклона и ветра) любой крановый механизм имеет характерную область изменения момента сопротивления (см. рис. 1.5 и 1.9). Каждая область определяет пределы изменения момента на рабочих участках механических характеристик, где приводной двигатель работает в установившемся режиме со скоростью, близкой к номинальной, или с пониженной скоростью.

Выбор слабины канатов или зазоров в передачах. В предыдущей было выявлено, что при выборе слабины канатов или зазоров в п чах в упругих звеньях крановых механизмов могут возникать бо динамические нагрузки. Для ограничения динамических нагрузок ходимо осуществлять выбор слабины или зазоров при малой ско приводного двигателя и только после этого следует производит дальнейший разгон до заданной рабочей скорости.

Описанный порядок работы можно обеспечить, если электроп будет иметь изображенные на рис. 3.1 механические характеристи *б*, соответствующие требуемым уровням пониженной и рабочей ск тей. Если орган управления перевести в ж жение, соответствующее характеристике процесс выбора, например, зазора будет исходить при малых скоростях, близких тановившейся скорости ω_a на этой хар ристике, и динамические нагрузки буду большими. Для пуска двигателя на раб скорость $\omega_б$ вначале необходимо устано орган управления в положение, соответ ющее характеристике *а*, и через неболь промежуток времени, достаточный для вы ра зазора, следует перевести орган управле в положение, соответствующее характеристике *б*. При этом динами кие нагрузки будут также небольшими, поскольку в данном случае гон по характеристике *б* осуществляется при отсутствии зазора. З чение пониженной скорости ω_a определяется на основе анализа ди мических нагрузок разрабатываемых крановых механизмов с уче опыта эксплуатации действующих кранов.

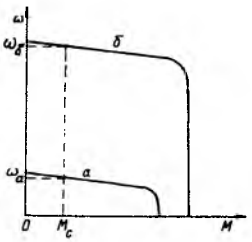


Рис. 3.1. Механические характеристики электропривода, задающего два уровня скоростей

Точность остановки механизмов. В процессе работы крановых м низмов часто возникает необходимость в точной остановке груза в ответствии с заданными координатами (точная посадка груза в про се его спуска при монтажных операциях, точная остановка груза движении тележки, крана или механизма поворота и т.д.). При руч управлении позиционирование груза производится с участием опер

ва. Если отклонение груза от заданной координаты превышает допус-
имые нормы, оператор может путем повторного включения двигателя
осуществить доводку груза. При автоматизированном управлении кра-
новыми механизмами (например, в стеллажных кранах-штабелерах)
оператор не участвует в управлении процессом торможения. Поэтому
требования к электроприводу, связанные с необходимостью обеспече-
ния точности остановки, в случае автоматизированного управления ме-
ханизмами сложнее, чем при ручном. Однако и при ручном управлении
нежелательно значительно увеличивать число включений двигателя по
условиям нагрева, износостойкости электрооборудования и т. п. Следо-
вательно, проблема обеспечения заданной точности остановки имеет
важное значение для всех крановых механизмов.

В [1, 3, 4] подробно рассмотрены вопросы обеспечения автомати-
ческой точной остановки рабочих органов грузоподъемных механиз-
мов. Установлено, что большинство крановых механизмов должны
иметь малые скорости для осуществления точной установки грузов.
При автоматизированном управлении часто задается допустимая точ-
ность остановки. Например, краны-штабелеры, используемые для скла-
дирования грузов в стеллажи, имеют допустимую точность остановки в
пределах ±(5—10) мм. Исходя из заданной точности, можно определить
значение установочной скорости и жесткость соответствующей ей ме-
ханической характеристики [4]. При ручном управлении затрудни-
тельно расчетным путем определить значение установочной скорости,
обеспечивающей требуемую точность остановки; обычно эту скорость
задают на основе анализа опыта эксплуатации действующих установок
с учетом особенностей технологического процесса, обслуживаемого
подъемными кранами.

В крановых электроприводах часто используют одну и ту же пони-
женную скорость как для точной остановки, так и для ограничения ди-
намических нагрузок механизмов.

В настоящее время для большинства крановых механизмов доста-
точным является диапазон регулирования порядка (8—12):1 вниз от но-
минальной скорости. Однако в ряде случаев он может быть как больше
(до 30:1 в механизмах передвижения автоматизированных кранов-шта-
белеров), так и меньше (до (2—4):1 в однобалочных мостовых кранах и

тельферах). Ориентировочно можно определить диапазон регули ния по заданной номинальной скорости и рекомендуемым значе минимальных скоростей, которые для разных типов кранов и их низмов приведены в справочниках [2, 5] .

Сцепление колес механизмов передвижения с рельсами. В про нормальной работы механизмов передвижения их приводные ко перекатываются по рельсам без скольжения. При пуске или торм нии условия сцепления приводных колес с рельсами ухудшаются, этом возможно их проскальзывание, что приводит к перекосам кра к повышенному износу колес и рельсовых путей. Для обеспеч сцепления колес с рельсами следует ограничивать значения ускор механизма при переходных процессах.

При наличии вращающего момента на оси ходовых колес, а та сцепления колес с рельсами имеет место поступательное движение м низмов передвижения. Для исключения проскальзывания колес зн ния движущей (тяговой) $F_{дв}$ и тормозной $F_т$ сил, которые числе равны отношению вращающего момента на оси колес к их радиусу должны превышать предельного значения силы сцепления $F_{сц} = G_с$ где $G_{сц}$ — часть общего веса механизма, приходящаяся на привод колеса (сцепной вес); $\varphi = (0{,}12—0{,}25)$ — коэффициент сцепления хо вых колес с рельсами [7, 10]. Поскольку сила сцепления имеет меньш значение при отсутствии груза, наибольшая опасность проскальзы ния возникает при работе механизма без груза. Поэтому для кранов тележек и кранов мостового типа принимают $F_{сц} = G_м \frac{n_{пр}}{n} \varphi$, где G $n_{пр}$ и n — вес, число приводных и общее число колес механизма.

Тяговая сила направлена по движению механизма, а тормозная против движения. Поскольку предельная сила сцепления равна $+F_{сц}$ направлении движения и $-F_{сц}$ в противоположном направлении, условие отсутствия проскальзывания ходовых колес имеет вид:

при пуске (когда имеет место движущий или тяговый режим мех низма)

$$k_{сц}F_{дв} \le G_м \frac{n_{пр}}{n}\varphi; \qquad (3.1)$$

при торможении

$$k_{сц}F_т \ge -G_м \frac{n_{пр}}{n}\varphi, \qquad (3.2)$$

е $k_{сц} = (1{,}05—1{,}2)$ — коэффициент запаса сцепления [10, 11].

На механизм передвижения действуют внутренние и внешние силы, рвые из торых уравновешиваются внутри механизма, а вторые влиот на его движение. При пуске механизма к нему приложены следуюие внешние силы: движущая сила $F_{дв}$ и сила сопротивления $F'_с$, равя полной силе сопротивления движению без учета сил от трения в юрах приводных колес, которые являются внутренними силами. Таим образом

$$F'_с = F_с - \frac{M_{тр,1}}{D_к/2}\cdot\frac{n_{пр}}{n},$$

е $F_с$ — приведенная к ободу колеса полная сила сопротивления м.(1.18)); $M_{тр,1}$ — момент от сил трения скольжения в опорах колес м. (1.12)).

Согласно уравнению движения механизма при пуске $F_{дв} - F'_с = m_м a_п$ ходим движущую силу

$$F_{дв} = F'_с + m_м a_п,$$

е $m_м$ и $a_п$ — соответственно масса и ускорение механизма при пуске, далее, подставляя две последние формулы в (3.1), получаем неравенво,

$$k_{сц}(F_с - \frac{M_{тр,1}}{D_к/2}\cdot\frac{n_{пр}}{n} + m_м a_п) \le G_м \frac{n_{пр}}{n}\varphi,$$

которого с учетом (1.12) и (1.18) находим

$$a_п \le g[\frac{n_{пр}}{n}(\frac{\varphi}{k_{сц}} + \frac{\mu_с d_ц}{D_к}) - \frac{2f_к + \mu_с d_ц}{D_к}k_р \mp i \mp \frac{F_в}{G_м}].$$

Выбирая в этом выражении верхние знаки перед двумя после члена ми, получаем наименьшее значение максимально допустим условиям сцепления ускорения при пуске механизма передвижени

$$a_{\text{п},\max} = g[\frac{n_{\text{п р}}}{n}(\frac{\varphi}{k_{\text{с ц}}} + \frac{\mu_{\text{с}} d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}}) - \frac{2f_{\text{к}} + \mu_{\text{с}} d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} k_{\text{р}} - i - \frac{F_{\text{в}}}{G_{\text{м}}}].$$

Формула (3.3) определяет максимально допустимое ускорени котором пуск механизма передвижения против ветра и уклона осу вляется без проскальзывания его ходовых колес.

При торможении механизма его уравнение движения имеет $F_{\text{т}} - F_{\text{с}}' = m_{\text{м}} a_{\text{м}}$, где $a_{\text{т}}$ — ускорение при торможении. Подставляя этого уравнения в (3.2), находим неравенство

$$k_{\text{с ц}}(F_{\text{с}} - \frac{M_{\text{тр,1}}}{D_{\text{к}}/2} \cdot \frac{n_{\text{п р}}}{n} - m_{\text{м}}|a_{\text{т}}|) \geq -G_{\text{м}} \frac{n_{\text{п р}}}{n} \varphi,$$

из которого с учетом (1.12) и (1.18) получаем

$$|a_{\text{т}}| \leq g[\frac{n_{\text{п р}}}{n}(\frac{\varphi}{k_{\text{с ц}}} - \frac{\mu_{\text{с}} d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}}) + \frac{2f_{\text{к}} + \mu_{\text{с}} d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} k_{\text{р}} \pm i \pm \frac{F_{\text{в}}}{G_{\text{м}}}].$$

Выбирая в данном выражении нижние знаки перед двумя после ми членами и принимая коэффициент реборд равным единице (что ответствует случаю, когда отсутствует трение реборд вследствие жения механизма по рельсовым путям без перекосов), получаем н меньшее абсолютное значение максимально допустимого по услов сцепления ускорения при торможении механизмов передвижения

$$|a_{\text{т},\max}| = g[\frac{n_{\text{п р}}}{n}(\frac{\varphi}{k_{\text{с ц}}} - \frac{\mu_{\text{с}} d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}}) + \frac{2f_{\text{к}} + \mu_{\text{с}} d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} - i - \frac{F_{\text{в}}}{G_{\text{м}}}]. \quad (3.$$

Формула (3.4) определяет максимально допустимое значе модуля ускорения, при котором торможение механизма передвижен по ветру и уклону происходит без проскальзывания его ходовых коле

Допустимые ускорения. Для всех типов механизмов должны огра чиваться ускорения, что обусловлено как особенностями технологич

к процессов, которые обслуживаются кранами, так и необходимос-
о обеспечения нормальной работы самих крановых установок.

Для **механизмов подъема** кранов средние ускорения, м/с², не долж-
превышать следующих значений:

Краны монтажные	0,1
Краны для подъема жидкого и раскаленного металла	0,1
Краны механосборочных цехов и складов	0,2
Краны металлургические	0,5
Краны для перегрузки массовых насыпных грузов	0,6 — 0,8

Для **механизмов передвижения** ускорения ограничиваются в связи со
едующими обстоятельствами:

— условиями обеспечения надежного сцепления ходовых колес с
льсами (для механизмов с приводными колесами). Значения макси-
льно допустимых ускорений механизмов по условиям сцепления оп-
деляются с помощью формул (3.3) и (3.4);

— необходимостью ограничения раскачивания груза. Проблемы рас-
чивания груза будут рассмотрены далее в гл. 5;

— особенностями технологических процессов, для которых предназ-
чен данный кран.

Средние ускорения механизмов передвижения, м/с², для кранов с
бкой подвеской груза должны быть ограничены следующими значе-
ями:

Перегрузка штучных грузов	0,6 — 0,8
Перегрузка насыпных грузов с помощью грейфера	0,25
Монтажные работы	0,05 — 0,1
Транспортировка жидкого металла	0,05 — 0,1

Для кранов с жестким подвесом груза эти значения можно увели-
вать на 50% [7].

Согласно [7], для всех рельсовых механизмов передвижения максимальное ускорение не должно превышать 1 — 1,2 м/с².

Для механизмов поворота, как и для механизмов передвижения, ускорения ограничиваются по условиям раскачивания груза и особенностям технологических процессов, обслуживаемых кранами.

Оценку средних ускорений также можно получить, исходя из номинальных скоростей крановых механизмов и из следующих ориентировочных значений времени протекания переходных процессов, с:

Механизмы подъема	1—2
Механизмы передвижения	
крана	5—8
тележки	2—5
Механизмы поворота	5—10

Более подробные данные о значениях ускорений механизмов кранов различного назначения приведены в справочниках [2, 5, 10, 11].

Максимально допустимые ускорения определяют необходимый уровень ограничения моментов приводных двигателей крановых механизмов при переходных процессах.

3.2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

На рис. 3.2 приведены желаемые механические характеристики для электроприводов механизмов подъема, которые в верхней полуплоскости относятся к подъему, а в нижней — к спуску. Характеристика *1п* используется для подъема грузов с пониженной скоростью и предназначена для выбора слабины канатов и точной установки грузов при некоторых монтажных операциях. Характеристики *2п* и *3п* служат для подъема грузов с промежуточной и номинальной скоростями. Характеристика *4п* требуется для подъема малых грузов с повышенной скоростью с целью увеличения производительности работы кранов, в частности, за счет подъема пустого грузозахватного органа (например, крюка) со скоростью, примерно в два раза превышающей номинальную. Характеристика *1с* служит для спуска грузов с малой скоростью, что требуется для точной установки грузов при его спуске. Характеристики *2с* и *3с* используются для спуска грузов с промежуточной и номинальной ско-

ростями, а характеристика *4с* — для спуска легких грузов с повышенной скоростью, что, как и в случае подъема, целесообразно по условиям повышения производительности работы крана. Вертикальные участки механических характеристик, показанных на рис. 3.2, требуются для ограничения моментов и ускорений при пусках и торможениях механизма подъема.

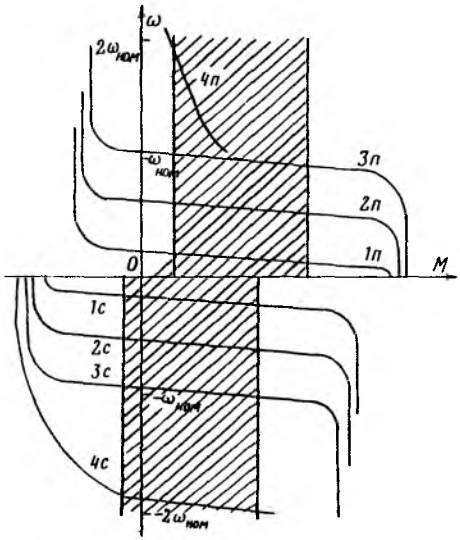


Рис. 3.2. Требуемые механические характеристики электроприводов механизмов подъема

Как видно из рис. 3.2, семейства механических характеристик при подъеме и спуске неодинаковы. Часто говорят, что эти семейства "несимметричны". Это обусловлено несимметричностью областей изменения M_c (которые на рис. 3.2 заштрихованы) для подъема и спуска относительно начала координат .

На рис. 3.3 изображены требуемые для механизмов передвижения и поворота механические характеристики, которые в верхней полуплоскости соответствуют движению механизмов в условном направлении "вперед", а в нижней полуплоскости — "назад". Характеристики *1в* и *1н* требуются для выбора зазоров в передачах механизмов и обеспечения точной их остановки, характеристики *2в* и *2н* являются промежуточными, а характеристики *3в* и *3н* служат для движения механизмов с номи-

нальной скоростью. Вертикальные участки этих характеристик требуются для ограничения моментов и ускорений механизмов передвижения и поворота при переходных процессах.

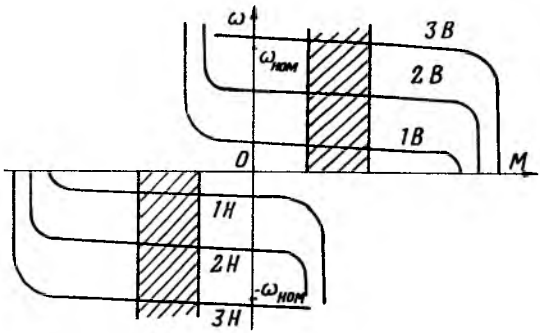


Рис. 3.3. Требуемые механические характеристики электроприводов механизмов передвижения и поворота

В отличие от механизмов подъема, механические характеристики на рис. 3.3 симметричны относительно начала координат, что обусловлено симметричностью областей изменения моментов сопротивления, которые на рис. 3.3 заштрихованы.

Если электроприводы механизмов имеют близкие к показанным на рис. 3.2 и 3.3 механические характеристики, то крановая установка будет работать с высокой производительностью и хорошим качеством обслуживания технологического процесса. В настоящее время полный набор желаемых механических характеристик обеспечивается при использовании асинхронного электропривода с частотным управлением или электропривода постоянного тока, выполненного по системе тиристорный преобразователь — двигатель. Однако в большинстве случаев для подъемных кранов применяют менее совершенные системы регулируемого электропривода, с помощью которых затруднительно реализовать все желаемые характеристики. В этих случаях обычно стремятся для механизма подъема обеспечить в первую очередь характеристики вида *3п, 3с* и *1с* (для получения номинальных скоростей подъема и спуска, а также пониженной скорости спуска) , а для механизмов передвижения и поворота — характеристики вида *3в, 3н* и *1в, 1н* (для получения номинальных и пониженных скоростей при движении механизма в обоих направлениях).

Примеры схем и соответствующих механических характеристик типовых электроприводов крановых механизмов приведены в гл. 4.

4. ТИПОВЫЕ КРАНОВЫЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДЫ

4.1. ОСОБЕННОСТИ КРАНОВЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

Для крановых механизмов применяются электроприводы переменного и постоянного тока мощностью от сотен ватт до тысячи киловатт. Эти электроприводы работают в специфических условиях, определяемых климатическими и эксплуатационными особенностями работы крановых установок. Приводные двигатели крановых механизмов работают в повторно-кратковременном режиме со значительными перегрузками по моменту при широком регулировании скорости, с частыми пусками и торможениями. Они используются в условиях повышенной влажности, запыленности, вибрации и ударов. Выпускаются специальные серии крановых двигателей: асинхронные серий MTF, MTKF, MTH, MTKH, 4MTF, 4MTKF, 4MTH, 4MTKH и постоянного тока серии Д. Для широко распространенных в народном хозяйстве электротельферов и однобалочных мостовых кранов применяются асинхронные двигатели общепромышленной (единой) серии.

Наибольшее распространение в крановом электроприводе имеют асинхронные двигатели (*АД*), которые составляют более 90% общего числа двигателей крановых серий, а с учетом двигателей некранового исполнения число *АД* превышает 95%. Для крановых механизмов используют электродвигатели следующих типов: 1) асинхронные с фазным ротором, с короткозамкнутым ротором, а также многоскоростные (с двумя или тремя обмотками статора при соотношении полюсов до 6:1); 2) постоянного тока с последовательным или независимым возбуждением.

Требования к электроприводам. Требования к крановым электроприводам обусловлены особенностями статических и динамических нагрузок, а также условиями эксплуатации. Ряд требований был рассмотрен в п. 3.1 и 3.2 (регулирование момента приводного двигателя в соответствии с широким диапазоном изменения момента сопротивления; регулирование скорости; ограничение динамических нагрузок; ограничение ускорений; точность остановки механизмов; формирование определенно-

го семейства механических характеристик). Помимо них, к основным требованиям также относятся следующие:

— крановые механизмы должны снабжаться тормозами, которые являются наиболее ответственным элементом в грузоподъемных машинах. Тормоза обязательно должны быть установлены на всех механизмах подъема, передвижения и поворота, за исключением тихоходных механизмов передвижения (для которых скорость не выше 0,5 м/с);

— использование по возможности максимально простых схем электропривода и преимущественно без тахогенераторов, что обусловлено массовостью крановых установок и стремлением поддерживать невысокую стоимость и повышенную надежность их эксплуатации;

— повышение надежности и безопасности работы крановых установок путем использования электрических защит и блокировок, действующих при нарушении нормальной работы оборудования. Для защиты кранового электрооборудования применяют специальные комплектные устройства — защитные панели [1—3], с помощью которых осуществляют максимальную, нулевую и конечные защиты, а также нулевую блокировку;

— повышение производительности и качества работы кранов путем снижения установочных скоростей, что обеспечивается при повышении диапазона регулирования скорости двигателей (см. п. 3.1).

Краткий обзор крановых электроприводов. По способу управления крановые электроприводы подразделяются на три группы: 1) с управлением от кнопочных постов; 2) с управлением от силовых кулачковых контроллеров (при мощности двигателей до 30 кВт), когда процесс управления, включая выбор ускорений, осуществляется оператором; 3) с управлением от комплектных устройств (с использованием полупроводниковых преобразователей или без них); в этом случае оператор с помощью командоконтроллера только выбирает необходимые скорости, а промежуточные переключения осуществляются автоматически.

Для крановых механизмов разработаны разнообразные системы электроприводов. В табл. 4.1 приведены основные технические показатели электроприводов переменного и постоянного тока, которые освоены и выпускаются отечественной промышленностью.

Таблица 4.1

Системы крановых электроприводов

Электропривод	Диапазон мощностей, кВт	Диапазон регулирования скорости: ниже номинальной	Диапазон регулирования скорости: выше номинальной
Асинхронный с кулачковым контроллером, регулирование скорости реостатное	2—30	3:1	—
То же при использовании схемы динамического торможения с самовозбуждением	5—30	7:1	—
Асинхронный с магнитным контроллером, регулирование скорости реостатное	2—180	4:1	—
То же при использовании схемы динамического торможения с самовозбуждением	20—180	8:1	—
Асинхронный с импульсно-ключевым управлением	2—30	10:1	—
Асинхронный с тиристорным преобразователем напряжения в статоре и резисторами в роторе	2—180	10:1	—
С многоскоростным асинхронным двигателем и преобразователем частоты с непосредственной связью	2—60	40:1	—
Постоянного тока с кулачковым контроллером, регулирование скорости реостатное и с использованием потенциометрических схем	3—15	4:1	2:1
Постоянного тока с магнитным контроллером, регулирование скорости реостатное и с использованием потенциометрических схем	3—180	6:1	2:1
Постоянного тока по системе генератор — двигатель	20—180	10:1	2,5:1
Постоянного тока по системе тиристорный преобразователь двигатель	50—300	10:1	2,5:1

В большинстве случаев используются асинхронные электроприводы, которые кратко рассмотрены в следующем параграфе. Электроприводы с двигателями постоянного тока последовательного возбуждения благодаря своей механической характеристике обеспечивают возрастание скорости при снижении момента нагрузки, что представляет значительный интерес для механизмов подъема. Такие электроприводы имеют сравнительно высокие регулировочные свойства при использовании включаемых в силовые цепи резисторов и релейно-контакторной аппаратуры, однако имеют ограниченное применение из-за следующих недостатков: использование относительно дорогих и дефицитных двига-

телей постоянного тока и необходимость в электроснабжении на постоянном токе (сети постоянного тока имеются, например, в цехах крупных металлургических заводов, однако на большинстве предприятий такие сети отсутствуют). При необходимости обеспечения качественного регулирования для крановых механизмов применяются электроприводы постоянного тока по системе тиристорный преобразователь — двигатель, которые в значительной мере вытеснили ранее используемую систему генератор — двигатель. Такие электроприводы применяются в мостовых перегружателях, высокопроизводительных башенных кранах и в ряде других крановых установок при мощности до 300 — 600 кВт. Конкретные схемы крановых электроприводов постоянного тока приведены в [1—5] и в настоящем учебном пособии не рассматриваются.

4.2. ПРИМЕРЫ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

Электроприводы тельферов. Среди крановых установок массовое распространение находят тельферы (см. рис. В.3, *а*), которые используются для монтажных и ремонтных работ внутри производственных помещений и на открытых территориях. Тельферы применяются в качестве самостоятельных грузоподъемных машин или вместо тележек в козловых и однобалочных мостовых кранах. В электроприводах тельферов используются *АД* с короткозамкнутым ротором небольшой мощности (до 7,5 кВт). На рис. 4.1, *а* приведена типовая схема электроприводов тельфера. Трехфазное напряжение сети через рубильник и плавкие предохранители подводится к приводным двигателям тали *АД1* (с помощью контактов магнитных пускателей подъема *КП* или спуска *КС*) и механизма передвижения тельфера *АД2* (с помощью контактов пускателей вперед *КВ* или назад *КН*). К выводам статора *АД1* подключается электромагнит *ТМ*, который разводит тормозные колодки, как только на статор подается напряжение. Движение грузовой подвески вверх ограничивается конечным выключателем *КВП*. В схеме предусмотрена блокировка от одновременного включения реверсивных пускателей каждого двигателя двухцепными кнопками и размыкающими контактами. Механизмами тельфера управляют с пола с помощью подвешенного к тельферу кнопочного поста. Для работы двигателей необходимо

непрерывно нажимать на соответствующую кнопку, что побуждает оператора не отходить от кнопочной станции и внимательно наблюдать за работой тельфера.

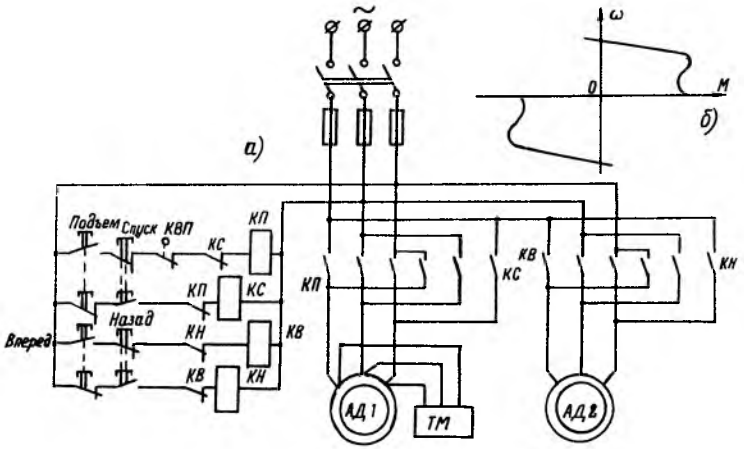


Рис. 4.1. Схема (*а*) и механические характеристики (*б*) электроприводов тельфера

На рис. 4.1, *б* изображены механические характеристики электроприводов механизмов подъема и передвижения тельфера, которые не совпадают с требуемыми (см. рис. 3.2 и 3.3). Из-за отсутствия низкой скорости, необходимой для плавной посадки грузов или точной остановки тельфера, оператору приходится периодически включать и отключать его двигатели, что увеличивает число включений и нагрев их обмоток, а также снижает износостойкость контакторов. Поэтому некоторые исполнения тельферов имеют электроприводы подъема или передвижения с двумя рабочими скоростями: номинальной и пониженной, которая обеспечивается при использовании двухскоростных асинхронных двигателей вместо односкоростных или дополнительного микропривода.

При релейно-контакторном управлении асинхронными двигателями с короткозамкнутым ротором в процессе пуска и торможения с высокой скорости на пониженную (в случае многоскоростных *АД*) возникают значительные броски моментов и токов. Поэтому для тельфера перспек-

тивной является разработка электропривода с малогабаритным и недорогим полупроводниковым преобразователем, обеспечивающим плавные переходные процессы с ограниченными токами и два уровня рабочих скоростей для механизмов подъема и передвижения.

Асинхронные электроприводы с реостатным регулированием. Массовое распространение для крановых механизмов до настоящего времени находят простые асинхронные электроприводы с кулачковыми или магнитными контроллерами, где используется реостатное регулирование в цепи ротора двигателя.

На рис. 4.2, *а* и *б* соответственно приведены схема и типовые механические характеристики электропривода с кулачковым контроллером, предназначенного для механизмов подъема и передвижения. Контроллеры имеют нулевое и пять рабочих положений с одинаковыми диаграммами замыканий контактов для обоих направлений вращения двигателя. Четыре контакта контроллера предназначены для переключений в статорной цепи, пять — в роторной и три — в цепях управления линейного контактора *КЛ*, который обычно расположен на защитной панели. Контактор *КЛ* обеспечивает нулевую защиту (для отключения электропривода от сети при прекращении или перерыве подачи питания от источника электроэнергии), а также автоматически размыкает силовые цепи при срабатывании других видов защит. В цепь катушки контактора *КЛ* включены контакты реле максимального тока *РМ* (для обеспечения максимальной защиты), контакты кнопки включения *КнВ*, аварийного выключателя *АВ* и блокировки люка *КБЛ*, а также контакты конечных выключателей *ВКВ* и *ВКН* (которые совместно с контактами *К5* и *К3* контроллера обеспечивают конечную защиту). Если в процессе движения в условном направлении "вперед" механизм приблизится к границе рабочей зоны, то открывается контакт конечного выключателя *ВКВ*, поэтому в дальнейшем возможно включение контактора *КЛ* только через замкнутый контакт *ВКН*, что обеспечивает возможность движения механизма только в условном направлении "назад" (т.е. в сторону рабочей зоны). В цепь катушки *КЛ* включен также контакт контроллера *К1*, который замкнут лишь в нулевом положении и обеспечивает нулевую блокировку, заключающуюся в следующем: включение контактора *КЛ* может быть произведено только тогда, когда контроллер установлен в нулевое положение; при этом исключается пуск двигателя без ограничивающих роторных резисторов.

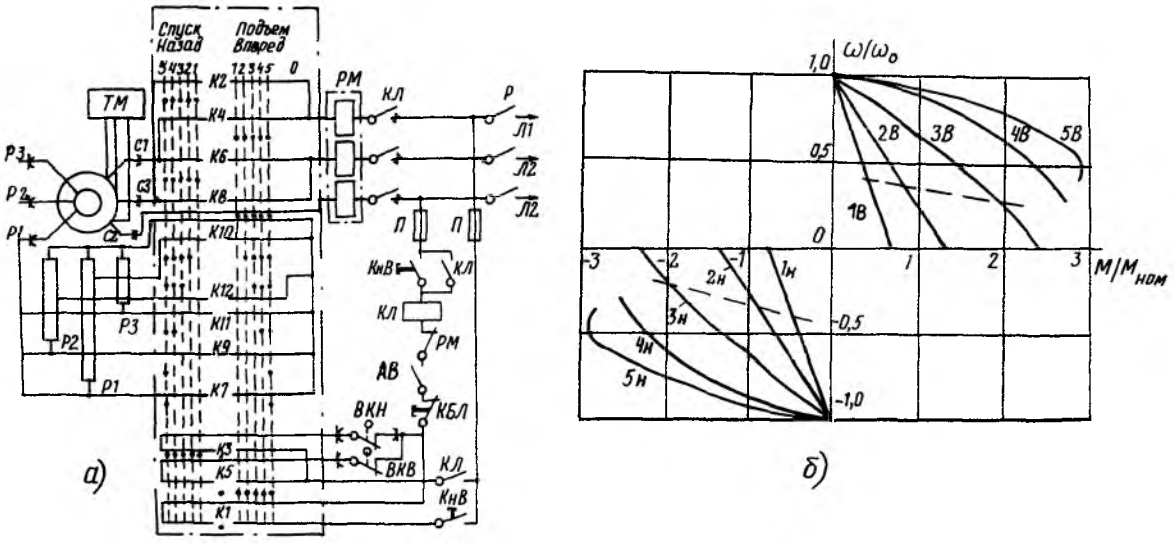


Рис.4.2. Схема (а) и механические характеристики (б) электропривода с силовым кулачковым контроллером

Схема на рис. 4.2, *а* обеспечивает ступенчатый пуск, регулирование скорости, реверс и торможение *АД*. На всех положениях контроллера, кроме пятого, сопротивления дополнительных резисторов в различных фазах роторной цепи не равны между собой. Такое несимметричное включение резисторов несколько увеличивает потери в обмотках и вызывает дополнительный шум из-за появления колебательной составляющей момента *АД*, однако позволяет сократить количество силовых контактов, вследствие чего снижаются габариты контроллера.

Для остановки двигателя контроллер устанавливают в нулевое положение, статор *АД* и электромагнит тормоза *ТМ* отключаются от сети, при этом колодки тормоза накладываются на тормозной шкив и происходит механическое торможение двигателя.

Механические характеристики, приведенные на рис. 4.2, *б*, не совпадают с требуемыми (см. рис. 3.2 и 3.3), поэтому рассмотренный электропривод отличается невысоким качеством регулирования скорости. В самом деле, пониженная скорость *АД* может быть получена только для двигательного режима на характеристиках *1в, 1н, 2в* и *2н* при сравнительно больших моментах нагрузки. При небольших нагрузках и работе в тормозном режиме пониженные скорости можно получить только путем переключений контроллера с одного положения на другое и периодическим наложением механического тормоза. На рис. 4.2, *б* пунктирными линиями изображены примерные средние механические динамические характеристики, получаемые в процессе такого ручного управления. Исследования показывают [2], что из-за указанных дополнительных переключений число включений двигателя возрастает в 5—7 раз по сравнению с минимально необходимым числом включений.

В соответствии со сказанным, простые системы крановых электроприводов имеют существенный недостаток — повышенное число включений приводных двигателей и коммутирующей аппаратуры, следствием чего является уменьшение срока службы электрооборудования, снижение точности остановки механизмов и интенсификация работы крановщиков. Такие неблагоприятные особенности работы характерны для всех крановых асинхронных электроприводов с реостатным регулированием. Однако вследствие простоты и относительно небольшой стоимости эти электроприводы до настоящего времени широко распространены в крановых установках.

Электроприводы механизмов подъема с реостатным регулированием и динамическим торможением. Для электроприводов механизмов подъема применяется изображенная на рис. 4.3, *а* схема динамического торможения асинхронного двигателя со смешанным возбуждением. В схемах динамического торможения асинхронная машина работает в режиме автономного синхронного генератора, нагруженного на роторную цепь *АД*. В обычной схеме динамического торможения, где магнитное поле задается токами статорных обмоток, подключенных к отдельному источнику постоянного тока, имеет место независимое возбуждение *АД*. В схеме рис. 4.3, *а* магнитное поле задается двумя составляющими токов статора: током независимого возбуждения (подпитки) $I_{нв}$ и током самовозбуждения (обратной связи) $I_{св}$, который пропорционален току ротора *АД*. Ток независимого возбуждения подается от выпрямителя *В1*, а ток самовозбуждения — от выпрямителя цепи ротора *ВР*.

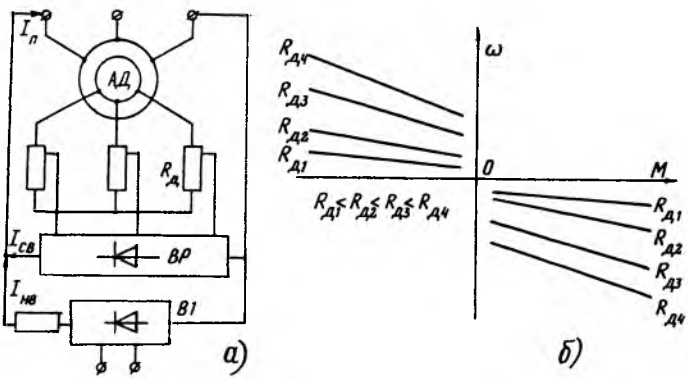


Рис. 4.3. Схема динамического торможения асинхронного двигателя со смешанным возбуждением (*а*) и соответствующие механические характеристики (*б*)

Принцип действия схемы рис. 4.3, *а* состоит в следующем. При соединении *АД* по схеме рис. 4.3, *а* по обмоткам статора протекает ток независимого возбуждения, в обмотках вращающегося ротора наводятся ЭДС и протекают токи, появляются токи и в цепи самовозбуждения, что приводит к росту суммарного постоянного тока $I_п$ статора и, как следствие, к увеличению магнитного потока и тормозного момента *АД*. Не останавливаясь подробно на анализе схемы (который имеется, на-

пример, в [1, 2]), отметим следующие особенности работы *АД* в режиме динамического торможения со смешанным возбуждением: 1) небольшое значение тока подпитки (5—30 % номинального тока); 2) жесткие механические характеристики *АД* в широком диапазоне изменения скорости (см. рис. 4.3, *б*), обеспечивающие плавную посадку груза при его тормозном спуске; 3) простота регулирования скорости путем изменения сопротивления добавочных резисторов в роторной цепи (с увеличением сопротивления роторной цепи скорость *АД* возрастает (см. рис. 4.3, *б*).

Рассмотрим две типовые схемы электроприводов механизмов подъема, где используются схемы динамического торможения *АД* со смешанным возбуждением.

На рис. 4.4, *а* и *б* приведены соответственно механические характеристики и схема электропривода, который содержит силовой кулачковый контроллер и панель управления, где расположены роторный выпрямитель *ВР*, контакторы и реле. Контроллер имеет нулевое и пять рабочих положений с различными диаграммами замыканий контактов (которые приведены на рис. 4.4, *б*) при подъеме и спуске. Четыре контакта контроллера (*К2, К4, К6, К8*) включены в цепи статора и обеспечивают изменение чередования фаз на статоре *АД*, три (*К10 — К12*) — в цепи ротора и обеспечивают переключение роторных резисторов, три (*К5, К7, К9*) управляют работой контакторов и реле, а с помощью контактов *К1* и *К3* осуществляется нулевая блокировка и блокировка конечного выключателя *ВКВ* соответственно.

На всех позициях подъема и пятой позиции спуска срабатывает контактор *КСП* и своими силовыми контактами подключает статор АД к сети переменного тока. При этом рассматриваемый электропривод работает аналогично электроприводу по схеме рис. 4.2, *а* и имеет такие же реостатные механические характеристики. На позициях спуска *1С—4С* срабатывает контактор *КД* и подключает выход роторного выпрямителя *ВР* к двум обмоткам статора, вследствие чего *АД* переводится в режим динамического торможения со смешанным возбуждением с различными добавочными сопротивлениями в роторных цепях, при этом выпрямленный ток подпитки протекает по цепи: зажим *Л1* сети — клемма *С1* — две фазные обмотки статора — клемма *С2* — контакт *КД* — зажим *20* — размыкающий контакт *КСП* — резистор *R1* — диод *В1* — катушка реле *РКТ* — зажим *6* — зажим *Л3* сети.

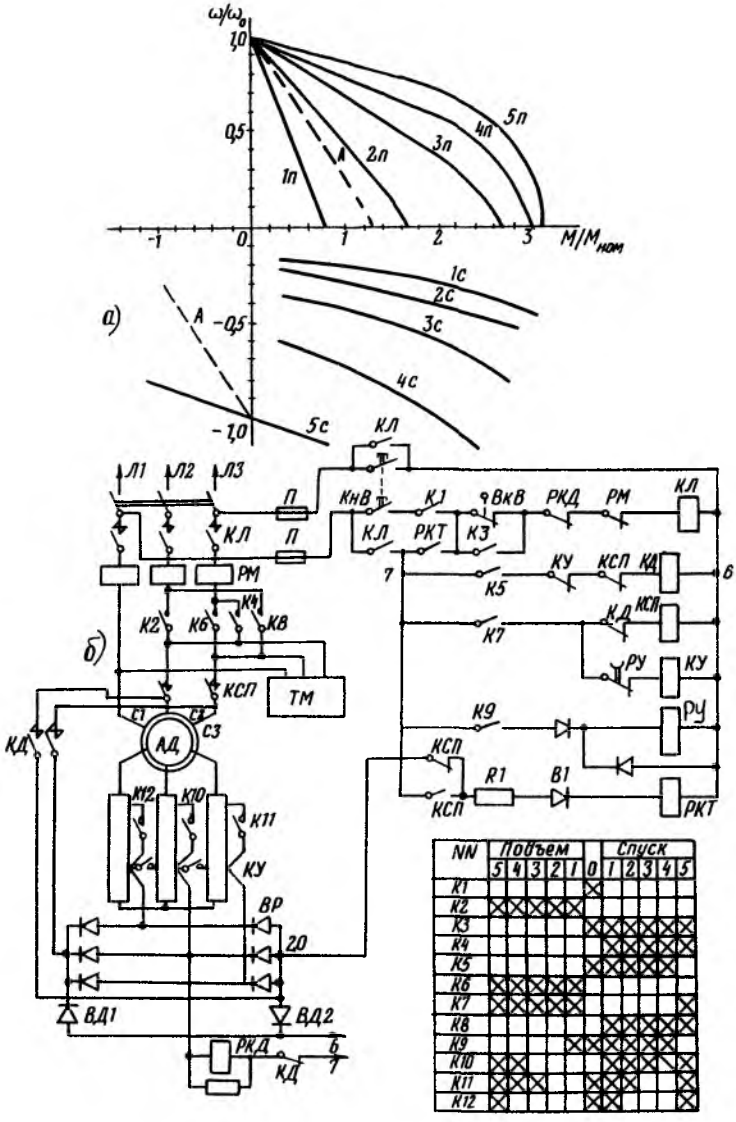


Рис. 4.4. Механические характеристики (*а*) и схема (*б*) электропривода механизма подъема с кулачковым контроллером и динамическим торможением приводного асинхронного двигателя с самовозбуждением

В схеме рис. 4.4, *б* предусмотрены нулевая защита (контактор *КЛ*), максимальная защита (реле максимального тока *РМ*), конечная защита (конечный выключатель *ВКВ* и контакт контроллера *К3*), нулевая блокировка (контакт *К1*), электрическая и механическая блокировка контакторов *КСП* и *КД* (исключающая их одновременное срабатывание), контроль наличия тока подпитки с помощью реле *РКТ*, контроль исправности диодов выпрямителя *ВР* с помощью реле *РКД* (при пробое любого из этих диодов через него и один из вспомогательных диодов *ВД1* или *ВД2* реле *РКД* подключается к сети, срабатывает и отключает контактор *КЛ*).

При постановке контроллера из нулевого сразу в крайнее положение замыкаются контакты *К10* — *К12* контроллера и происходит одноступенчатый пуск *АД* по характеристике *А*, а затем (после отпадания реле времени *РУ* и срабатывания контактора ускорения *КУ*) — по характеристике *5П* (или *5С*).

Рассмотренный электропривод имеет сравнительно близкие к требуемым для механизма подъема характеристики только для режима тормозного спуска, однако не обеспечивает пониженные скорости при силовом спуске и при подъеме. Эти недостатки можно в определенной мере устранить при использовании двухдвигательного электропривода. На рис. 4.5, *а* и *б* приведены соответственно силовая схема и механические характеристики двухдвигательного асинхронного электропривода механизма подъема строительного башенного крана. Двигатель *АД1* имеет фазный ротор, а двигатель *АД2* является двухскоростным, причем синхронная скорость для быстроходной обмотки второго двигателя выше, а для тихоходной обмотки ниже, чем у первого двигателя. На рис. 4.5, *б* пунктирными линиями обозначены естественные механические характеристики *ОМ*, соответствующие обмотке малой скорости двигателя *АД2*. Командоконтроллер (который не показан на рис. 4.5, *а*, поскольку не приведена схема управления электроприводом) имеет четыре позиции при работе на подъем и пять — на спуск, соответствующие характеристикам *1П* — *4П* и *1С* — *5С*. На четвертой позиции подъема и пятой позиции спуска подключена к сети (с помощью контактора *КБ*) только быстроходная обмотка двигателя *АД2* (что обеспечивает повышенные скорости подъема и спуска легких грузов), на первой позиции подъема и второй позиции спуска к сети подключаются *АД1* и обмотка малой ско-

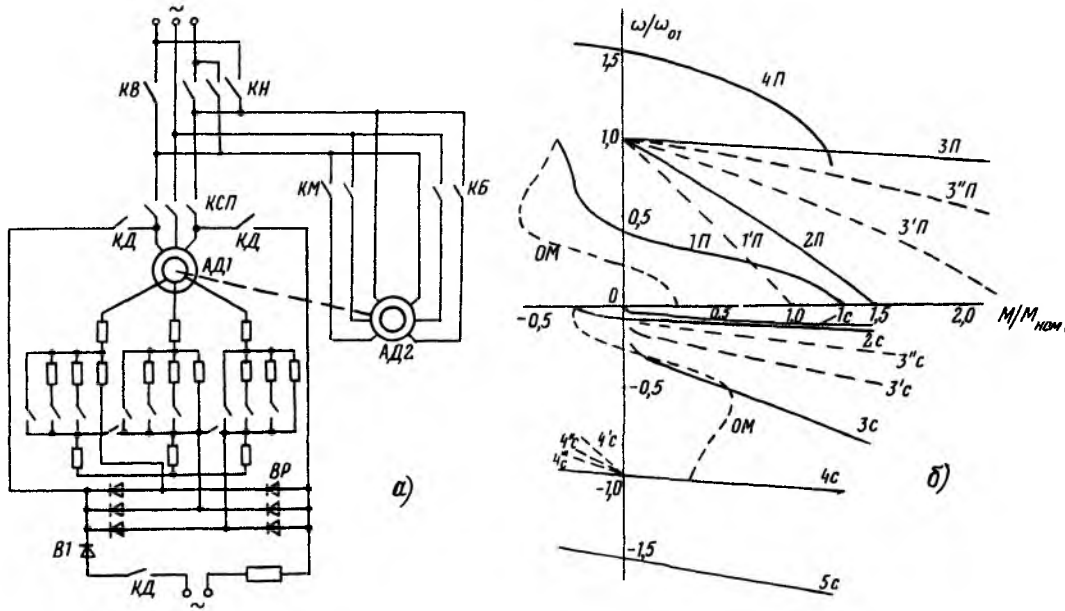


Рис. 4.5. Схема (а) и механические характеристики (б) двухскоростного асинхронного электропривода механизма подъема

рости двигателя *АД2* (с помощью контактора *КМ*), а на остальных позициях — только *АД1*.

При работе на первой — третьей позициях подъема замкнуты контакты контактора *КСП*, поэтому *АД1* работает на реостатных характеристиках. На первой позиции подъема, когда подключены к сети оба двигателя, электропривод работает в соответствии с результирующей характеристикой *1П* и обеспечивает пониженную скорость подъема груза. На первой, второй и третьей позициях спуска *АД1* с помощью контактора *КД* включается в схему динамического торможения смешанного возбуждения, причем на второй позиции подключается к сети также низкоскоростная обмотка *АД2*, поэтому результирующая характеристика электропривода *2С* проходит в третьем и четвертом квадрантах, что позволяет обеспечить как тормозной, так и силовой спуск. Характеристики $3'П$, $3''П$, $3'С$, $3''С$ и $4'С$ — $4'''С$, обозначенные на рис. 4.5, *б* пунктирными линиями, являются промежуточными, в соответствии с ними электропривод работает при переходах с одних позиций на другие.

Механические характеристики электропривода по схеме рис. 4.5, *а* относительно близки к требуемым для механизма подъема при силовом и тормозном спусках, а также по условиям обеспечения повышенных скоростей подъема и спуска легких грузов. Однако область применения таких электроприводов ограничена из-за неблагоприятных массогабаритных показателей электропривода, что обусловлено необходимостью использования двух электрических машин, а также большого количества контакторов и роторных резисторов.

Электроприводы с импульсно-ключевым управлением. На рис. 4.6 приведены два варианта схем импульсно-ключевого управления (*а, в*) и соответствующие характеристики *АД (б)*. В схеме на рис. 4.6, *а* в цепь ротора *АД* включен тиристорный коммутатор *ТК*, представляющий собой полууправляемый мостовой выпрямитель, выход которого нагружен на резистор R_{2d}. Управление тиристоров *ТК* производится от релейного элемента *РЭ* по следующему алгоритму. С выхода *РЭ* на управляющие электроды тиристоров *ТК* поступают отпирающие импульсы при выполнении условия:

$$U_з \le U_{oc}, \qquad (4.1)$$

где $U_з$ — задающее напряжение; $U_{ос}$ — напряжение обратной связи, снимаемое с выхода датчика скольжения *ДС*, который выполнен на основе трехфазного мостового выпрямителя, входом подключенного к выводам обмоток ротора *АД*, а выходом — к резистору $R_п$.

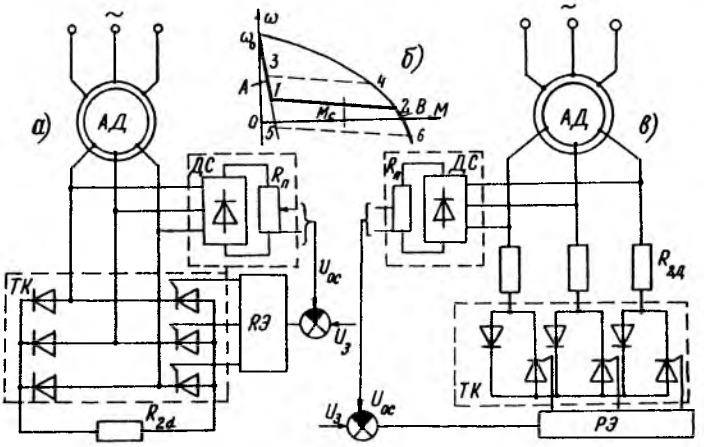


Рис. 4.6. Варианты схем (*а,в*) и механические характеристики (*б*) асинхронного электропривода с импульсно-ключевым управлением

Схема рис. 4.6, *а* может работать в одном из трех режимов. Первый режим относится к случаю, когда на тиристоры *ТК* не подаются управляющие сигналы, при этом в роторную цепь *АД* через выпрямитель включен добавочный резистор $R_п$, которому соответствует механическая характеристика *А*. Поскольку сопротивление этого резистора выбрано намного большим активного сопротивления фазной обмотки ротора, значения токов в роторных цепях и момента *АД* пренебрежимо малы. При этом напряжение на входе *ДС* близко к ЭДС ротора, а напряжение на выходе *ДС* пропорционально скольжению *АД* и может быть представлено в виде

$$U_{ос} = E_{2к} k_{сх} k_п s, \qquad (4.2)$$

где $E_{2к}$ и s — ЭДС на кольцах неподвижного ротора и скольжение *АД*; $k_{сх}$ — коэффициент схемы выпрямления (для трехфазной мостовой схемы $k_{сх}=1{,}35$); $k_п$ — коэффициент деления потенциометра.

Если *АД* работает в первом режиме, то *ТК* закрыт и неравенство (4.1) не выполняется. Поэтому справедливо противоположное неравенство $U_з \geq U_{ос}$, подставляя в это неравенство (4.2), получаем условие

$$s \leq s_1 = \frac{U_з}{E_{2к} k_{сх} k_п}, \tag{4.3}$$

определяющее рабочую зону скоростей на характеристике *А* — от точки ω_0 до точки *1*, которой соответствует скольжение s_1.

Второй режим характеризуется тем, что *РЭ* включен, на тиристоры подаются управляющие сигналы, *ТК* открыт и к ротору *АД* кроме резистора $R_п$ подключается также и резистор R_{2d}, сопротивление которого значительно меньше, чем у $R_п$. Поэтому момент *АД* во втором режиме определяется сопротивлением резистора R_{2d}, которому соответствует механическая характеристика *В*. Напряжение на выходе *ДС* в данном случае равно

$$U_{ос} = U_2 k_{сх} k_п, \tag{4.4}$$

где $U_2 = E_{2к}s - \Delta U$ — напряжение ротора *АД*, которое несколько меньше, чем ЭДС ротора $E_{2к}s$, за счет большего падения напряжения ΔU на внутренних сопротивлениях обмотки ротора во втором режиме по сравнению с первым.

Поскольку во втором режиме *ТК* открыт, выполняется условие (4.1); подставляя (4.4) в (4.1), получаем неравенство

$$s \geq s_2 = \frac{U_з}{E_{2к} k_{сх} k_п} + \frac{\Delta U}{E_{2к}}, \tag{4.5}$$

определяющее рабочую зону скоростей на характеристике *В* ниже точки *2*, которой соответствует скольжение s_2.

Третий режим представляет собой чередование первого и второго режимов и имеет место в зоне скоростей, расположенной между точками *1* и *2* на рис. 4.6, *б*. Допустим, что *АД* работает в первом режиме при

моменте сопротивления M_c, который превышает момент *АД* на характеристике *А*. Тогда скорость *АД* будет уменьшаться, что увеличивает скольжение и, согласно (4.2), напряжение U_{oc}. Когда это напряжение станет больше задающего (т.е. когда будет выполнено условие (4.1)), срабатывает *РЭ*, открывается *ТК* и *АД* начинает работать во втором режиме в соответствии с характеристикой *В*. Поскольку при этом момент *АД* становится больше M_c, *АД* будет разгоняться, что вызовет уменьшение скольжения и, соответственно, напряжения ротора U_2 и напряжения обратной связи U_{oc}. Когда U_{oc} станет меньше $U_з$, *РЭ* отключается, *ТК* закрывается, *АД* переходит в первый режим и т.д. В таком режиме импульсного включения и отключения *ТК* момент *АД* колеблется в пределах между механическими характеристиками *А* и *В*, при этом средний момент *АД* равен M_c, а средняя скорость соответствует динамической механической характеристике, проходящей через точки *1* и *2*. Поскольку скорость в данном режиме не остается постоянной, переменные *АД* описываются нелинейной системой дифференциальных уравнений, которую можно решить только численными способами с помощью ЭВМ. Поэтому аналитическим путем затруднительно получить уравнение для характеристики *1—2*. Исследования показывают, что падение напряжения ΔU относительно невелико, при этом характеристика *1—2* имеет вполне приемлемую для крановых механизмов жесткость.

Таким образом, в схеме рис. 4.6, *а* путем автоматического переключения сопротивлений роторных резисторов в функции скольжения обеспечивается поддержание средней скорости *АД*. Изменяя задающее напряжение или коэффициент деления потенциометра, можно согласно (4.3) и (4.5) изменять положение динамической механической характеристики (см. пунктирные линии *3—4* и *5—6* на рис. 4.6, *б*), т.е. регулировать среднюю скорость *АД* в третьем режиме.

На рис. 4.6, *в* приведен второй вариант схемы импульсно-ключевого управления, в которой в отличие от схемы рис. 4.6, *а* силовые резисторы включены в цепи переменного тока ротора, а *ТК* выполнен в виде трех пар встречно-параллельно соединенных диода и тиристора. Основным достоинством этих схем, принципы действия которых одинаковы, является получение жестких механических характеристик на низких скоростях без вращающихся датчиков скорости (тахогенераторов).

На рис. 4.7, *а* и *б* изображены схема электропривода механизма передвижения и соответствующие механические характеристики. Посколь-

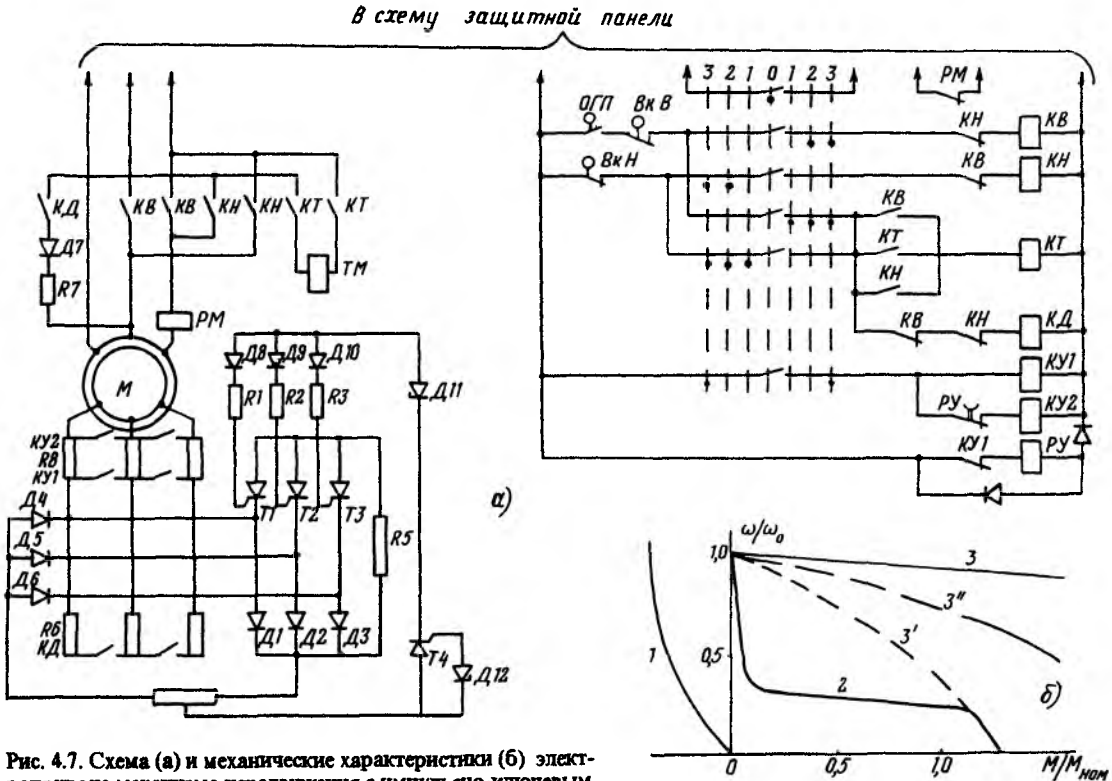


Рис. 4.7. Схема (а) и механические характеристики (б) электропривода механизма передвижения с импульсно-ключевым управлением

ку электроприод одинаково работает при различных направлениях движения механизма, механические характеристики изображены только для одной полуплоскости. В схеме содержатся реверсивные контакторы *КВ* и *КН* (в цепь катушек которых включены соответственно ограничитель грузоподъемности *ОГП* с конечным выключателем *ВКВ* и конечный выключатель *ВКН*), контакторы тормоза *КТ* и динамического торможения *КД*, контакторы ускорения *КУ1* и *КУ2*, а также реле ускорения *РУ* и максимального тока *РМ*. Командоконтроллер имеет нулевое и три рабочих положения с одинаковыми диаграммами замыканий контактов для обоих направлений вращения двигателя.

При переводе контроллера в третью позицию, например вперед, срабатывают контакторы *КВ*, *КТ* и *КУ1*, что обеспечивает одноступенчатый пуск *АД* по характеристике 3″ и далее (после отпадания реле времени *РУ* и срабатывания контактора *КУ2*) по характеристике *3*.

На второй позиции контроллера отключены контакторы *КУ1* и *КУ2*, а в роторную цепь введены диоды *Д1—Д6* и тиристоры *Т1—Т3*, при этом *АД* включен в схему, аналогичную приведенной на рис. 4.6, *а*, и работает в соответствии с характеристкой *2*, показанной на рис. 4.7, *б*. Диоды *Д1—Д3* вместе с диодами *Д4—Д6* образуют датчик скольжения, а вместе с тиристорами *Т1—Т3* представляют собой тиристорный коммутатор. Резисторы *R1—R3*, диоды *Д8—Д10*, стабилитроны *Д11* и *Д12* и вспомогательный тиристор *Т4* образуют релейный элемент вместе с узлом суммирования. Когда выходное напряжение потенциометра превышает суммарное напряжение стабилизации стабилитронов, срабытывает вспомогательный тиристор *Т4* и формируется импульс тока, который поступает к управляющим электродам тиристоров *Т1—Т3* и обеспечивает их включение.

Работа на первой позиции, где *АД* включен в схему динамического торможения, возможна при переводе контроллера со второй или третьей (но не с нулевой) позиции, что несколько усложняет управление механизмом и является недостатком данного электропривода.

Рассмотренный электропривод характеризуется простой схемой управления и имеет сравнительно близкие к требуемым для механизма передвижения (см. рис. 3.3) характеристики, однако не обеспечивает на пониженной скорости плавного перехода из двигательного режима в тормозной. Электроприводы с импульсно-ключевыми коммутаторами разработаны не только для механизмов передвижения, но и для механизмов подъема.

5. МАЯТНИКОВЫЕ КОЛЕБАНИЯ ПОДВЕШЕННОГО НА КАНАТЕ ГРУЗА

5.1. ВЛИЯНИЕ МАЯТНИКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗА НА РАБОТУ КРАНОВ

Для анализа колебаний груза, подвешенного к механизму передвижения с помощью каната, воспользуемся расчетной схемой рис. 2.3, *в*. Поскольку в этой схеме механизм считается жестким, момент и скорость двигателя пропорциональны соответственно приведенной силе и скорости тележки. При малых углах отклонения груза схема рис. 2.3, *в* согласно (2.44) и (2.47) описывается следующими уравнениями движения:

для груза

$$\frac{d^2x_0}{dt^2}+\omega_г^2x_0=-\frac{dv_м}{dt}, \tag{5.1}$$

где $\omega_г=\sqrt{g/l}$ (см. (2.45));

для тележки

$$\frac{F_т}{m_м}+\frac{m_г}{m_м}\omega_г^2x_0=\frac{dv_м}{dt}, \tag{5.2}$$

где

$$F_т=F_д-F_с \tag{5.3}$$

— приложенная к тележке результирующая сила, равная разности приведенной силы $F_д$ и силы сопротивления движению $F_с$.

Если известна зависимость приведенной силы от скорости (которая определяется механической характеристикой электропривода), то дифференциальные уравнения (5.1) и (5.2) образуют систему, при решении которой можно найти зависимости от времени скорости тележки и отклонения груза. На рис. 5.1, *а* и *б* изображены механические характеристики типовых крановых электроприводов, выполненных на базе асинхронных двигателей соответственно с короткозамкнутым и фазным ротором. Эти характеристики состоят из двух участков: пускового *I* и рабочего *II*. Поскольку характеристики зависят от параметров конкретного приводного асинхронного двигателя, решение уравнений (5.1) и (5.2) имеет частный характер. Для получения более общего решения заменим пусковые участки *I* на вертикальные отрезки *A*, а рабочие

участки *II* — на горизонтальные отрезки *B*. При таких заменах механические характеристики приводных двигателей будут состоять из

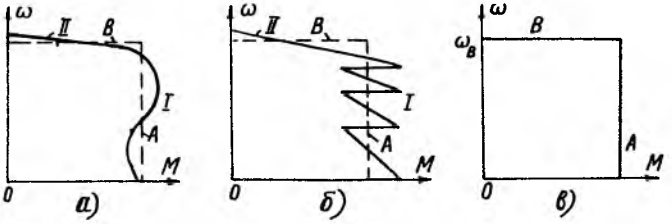


Рис. 5.1. Механические характеристики электроприводов механизмов передвижения

двух указанных отрезков, которые изображены на рис. 5.1, *а* и *б* пунктирными линиями. В этом случае решение уравнений (5.1) и (5.2) будет приближенным, однако его можно представить в аналитической форме, удобной для анализа и получения общих результатов, не зависящих от параметров приводных двигателей и позволяющих оценить влияние различных факторов на амплитуду и частоту маятниковых колебаний груза.

В соответствии со сказанным рассмотрим процесс пуска крановой тележки, полагая, что ее приводной двигатель имеет изображенную на рис. 5.1, *в* механическую характеристику. При этом пуск состоит из двух этапов, на первом из которых приводной двигатель работает в соответствии с вертикальным участком *A*, а на втором — горизонтальным участком *B* характеристики.

Первый этап процесса пуска. На этом этапе приведенная сила $F_д$, которая пропорциональна моменту двигателя, постоянна, поэтому и результирующая сила $F_т$ также постоянна. Складывая (5.1) и (5.2), получаем дифференциальное уравнение

$$\frac{d^2x_0}{dt^2} + \Omega_т^2 x_0 = -\frac{F_т}{m_м}, \tag{5.4}$$

где

$$\Omega_т = \omega_т\sqrt{1+\frac{m_т}{m_м}} \tag{5.5}$$

— частота собственных колебаний.

При $F_т$=const (5.4) представляет собой линейное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянной правой частью, для решения которого можно воспользоваться формулой (2.12). Принимая нулевые начальные условия для отклонения и его производной

$$x_0(0) = 0; \quad \dot{x}_0(0) = 0, \tag{5.6}$$

согласно (2.12) и (2.10) находим после преобразований решение уравнения (5.4) в виде

$$x_0(t) = -l\frac{a_{ср}}{g}(1 - \cos\Omega_т t), \tag{5.7}$$

где $a_{ср} = F/(m_м + m_т)$— среднее ускорение тележки.

Дифференцируя (5.7), с учетом (5.5) получаем скорость изменения отклонения

$$\frac{dx_0}{dt}(t) = -a_{ср}\sqrt{\frac{l}{g}(1 + \frac{m_т}{m_м})}\sin\Omega_т t. \tag{5.8}$$

Как видно из (5.7) и (5.8), отклонение и скорость отклонения груза пропорциональны среднему ускорению, они возрастают с увеличением длины подвеса каната и периодически изменяются во времени с периодом $T_т = 2\pi/\Omega_т$. Подставляя (5.7) в (5.2), можно определить выражение для ускорения тележки, интегрируя которое, находим после преобразований зависимость скорости тележки от времени в следующем виде

$$v_м(t) = a_{ср}t + \frac{a_{ср}}{\Omega_т}\cdot\frac{m_т}{m_м}\sin\Omega_т t. \tag{5.9}$$

На рис. 5.2, *а* и *б* для длин подвеса каната 20 и 40 м соответственно приведены графики зависимостей от времени скорости тележки, отклонения груза и скорости этого отклонения, построенные при следующих данных: $m_т/m_м = 0{,}25$; $a_{ср}$=0,2 м/с. Из формулы (5.7) и графиков видно, что при $\Omega_т t = \pi$ отклонение груза достигает наибольшего значения

$$x_{0,\,max} = 2la_{ср}/g, \tag{5.10}$$

которое пропорционально длине подвеса каната и среднему ускорению тележки. Для указанных длин каната $x_{0,\,max}$ равно 0,8 и 1,6 м.

Скорость тележки возрастает и одновременно колеблется около среднего значения $v_{c\,p}(t) = a_{c\,p}t$, совпадающего со скоростью тележки в слу-

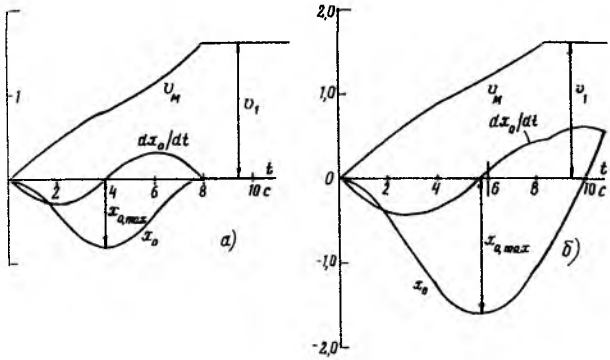


Рис. 5.2. Зависимости от времени скорости механизма передвижения, отклонения и скорости отклонения груза при приложении к механизму постоянной силы

чае жесткого подвеса груза. На первом этапе скорость возрастает от нуля до значения v_1, соответствующего угловой скорости двигателя ω_B на горизонтальном участке механической характеристики рис. 5.1, *в*. Длительность первого этапа t_1 можно найти, решая уравнение (5.9) при подстановке в него $v_м = v_1$ и $t = t_1$. Подставляя далее t_1 в (5.7) и (5.8), находим отклонение и скорость отклонения груза в конце первого этапа

$$\left.\begin{aligned} x_0(t_1) &= -l\frac{a_{c\,p}}{g}(1-\cos\tau_1); \\ \frac{dx_0}{dt}(t_1) &= -a_{c\,p}\sqrt{\frac{l}{g}\left(1+\frac{m_т}{m_м}\right)}\sin\tau_1, \end{aligned}\right\} \qquad (5.11)$$

где $\tau_1 = \Omega_т t_1$. Формулы (5.11) определяют также начальные значения отклонения и скорости отклонения груза для второго этапа.

Второй этап процесса пуска. На втором этапе скорость тележки остается постоянной и равной v_1, поэтому ускорение тележки равно нулю и уравнение (5.1) приобретает вид

$$\frac{d^2x_0}{dt^2}+\omega_г^2x_0=0. \qquad (5.12)$$

Для решения линейного однородного дифференциального уравнения второго порядка (5.12) воспользуемся формулой (2.13), в соответствии с которой зависимость отклонения груза во времени можно записать следующим образом

$$x_0(t)=x_0(0)\cos\omega_г t+\frac{1}{\omega_г}\dot{x}_0(0)\sin\omega_г t \qquad (5.13)$$

и с учетом начальных условий (5.11) представить как

$$x_0(t)=l\frac{a_{ср}}{g}\sqrt{(1+\frac{m_г}{m_м})\sin^2\tau_1+(1-\cos\tau_1)^2}\sin(\omega_г t+\xi_0). \qquad (5.14)$$

Из (5.13) и (5.14) следует, что на втором этапе пуска отклонение груза изменяется во времени по гармоническому закону с амплитудой, зависящей от относительного времени первого этапа τ_1. Если $\tau_1=2\pi$, то начальные условия согласно (5.11) будут равны нулю; при этом и отклонение груза на втором этапе будет нулевым. Такому случаю соответствуют графики на рис. 5.2, *а*. Если же $\tau_1\neq 2\pi$, то в конце первого этапа отклонение и скорость отклонения груза не будут нулевыми. Поэтому на втором этапе груз будет колебаться, как это видно из графиков на рис. 5.2, *б*, которые соответствуют случаю $\tau_1<2\pi$.

Таким образом, при приложении к механизму передвижения постоянной силы возникают колебания подвешенного на канате груза, амплитуда которых пропорциональна ускорению механизма и длине подвеса каната. При увеличении ускорения и длины подвеса отклонение груза достигает больших значений. Для уменьшения амплитуды колебаний груза ускорение механизма должно быть ограничено, что приводит к увеличению времени переходных процессов и снижению производительности работы кранов. Наличие остаточных колебаний груза в конце переходного процесса, которые зависят от изменяющихся факторов (длины подвеса каната, ускорения, момента сопротивления), осложняет процесс управления краном и затрудняет точную установку грузов. При отклонениях груза от положения равновесия к механизму передвижения помимо приведенной силы и силы сопротивления приложена еще и горизонтальная составляющая силы натяжения каната, что увеличивает

опасность проскальзывания ходовых колес механизма. В автоматизированных установках раскачивание грузов вносит неопределенность в программу работы механизмов и в ряде случаев может существенно ограничить преимущества автоматизации.

Поскольку маятниковые колебания подвешенного на канате груза неблагоприятно отражаются на работе кранов, необходимо использовать такие способы управления переходными процессами пуска или торможения механизмов передвижения, с помощью которых возможно обеспечить завершение этих процессов при вертикальном положении каната и нулевой скорости отклонения груза. Далее рассматриваются принципиальные пути успокоения колебаний грузов и приводятся примеры способов их реализации.

5.2. СПОСОБЫ УСПОКОЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗА

При разгоне и торможении механизма передвижения возникают колебания груза относительно своего положения равновесия. Груз и канат, прикрепленный к тележке, образуют маятник с подвижной точкой подвеса, которая закреплена на движущейся тележке. Путем рационального перемещения точки подвеса этого маятника возможно управлять его колебаниями с помощью электропривода механизма передвижения. Для ограничения времени и амплитуды маятниковых колебаний груза используют ручные и автоматические способы.

5.2.1. Успокоение колебаний при ручном управлении

Способы, основанные на ручном управлении, заключаются в том, что крановщик определенным образом маневрирует механизмами крана. Опытные крановщики гасят колебания груза, управляя приводным двигателем механизма передвижения в определенной последовательности: при разгоне осуществляют опереции “пуск — торможение — пуск”, а при торможении — “торможение — пуск — торможение”. На рис. 5.3 показаны промежуточные положения груза и тележки в процессе пуска. В исходном положении тележка и груз неподвижны, а канат расположен вертикально. По команде “пуск” тележка разгоняется до заданной рабочей скорости, при этом груз вследствие инерции оказывается отклонен-

ным назад. При поступлении команды "торможение" тележка останавливается, направление движения груза изменяется на противоположное и он догоняет, а затем и обгоняет тележку. Следующая команда "пуск" дается тогда, когда канат с грузом отклонены вперед по движению, при этом тележка вновь разгоняется до рабочей скорости и догоняет груз.

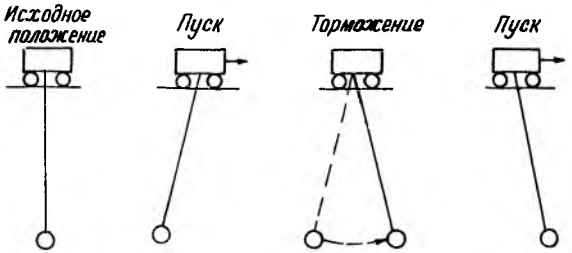


Рис. 5.3. Промежуточные положения груза и тележки в процессе пуска с ручным управлением

Если команды подаются удачно, тележка догоняет груз в конце процесса пуска, поэтому дальнейшее движение тележки имеет место с вертикально расположенным грузом.

При ручном управлении система электропривода может быть сравнительно простой, однако работа крановщика оказывается в этих случаях интенсивной и напряженной, а сам крановщик должен быть достаточно опытным.

Для режима ручного управления механизмов передвижения часто используются электроприводы с реостатным регулированием, которые имеют линейные рабочие участки механических характеристик. Если линейные механические характеристики записать в виде $M = \beta(\omega_0 - \omega)$, то $M_c = \beta(\omega_0 - \omega_{ус\,т})$, где β, ω_0, ω и $\omega_{ус\,т}$ — соответственно взятая с обратным знаком жесткость механической характеристики, скорость идеального холостого хода, текущая и установившаяся угловые скорости приводного двигателя. Представляя формулу (5.3) для результирующей силы в виде $F_т = (M - M_c)/\rho$, где ρ — радиус приведения, и подставляя в нее выражения для M и M_c, получаем

$$F_т = \frac{\beta}{\rho^2}(v_{ус\,т} - v_м), \qquad (5.15)$$

где $v_{уст} = \omega_{уст}\rho$ и $v_м = \omega\rho$ — соответственно установившаяся и текущая линейные скорости механизма передвижения.

Уравнения (5.1), (5.2) и (5.15) образуют систему, решение которой дает зависимости от времени для скорости механизма передвижения и отклонения груза. С помощью этой системы после преобразований получаем дифференциальное уравнение для отклонения

$$\frac{d^3x_0}{dt^3} + \frac{1}{T_{м0}} \cdot \frac{d^2x_0}{dt^2} + \omega_г^2(1 + \frac{m_г}{m_м})\frac{dx_0}{dt} + \frac{\omega_г^2}{T_{м0}}x_0 = 0, \qquad (5.16)$$

где $T_{м0} = \frac{m_м\rho^2}{\beta}$ — механическая постоянная времени, которая равна отношению приведенного к валу двигателя момента инерции электропривода без учета груза $m_м\rho^2$ к жесткости механической характеристики β.

Дифференциальному уравнению (5.16) соответствует следующее характеристическое уравнение

$$p^3 + \frac{1}{T_{м0}}p^2 + \omega_г^2(1 + \frac{m_г}{m_м})p + \frac{\omega_г^2}{T_{м0}} = 0.$$

Согласно критерия Гурвица система третьего порядка устойчива, если разность произведений коэффициентов средних и крайних членов характеристического уравнения положительна. В данном случае указанная разность положительна и равна $\frac{\omega_г^2}{T_{м0}} \cdot \frac{m_г}{m_м}$, следовательно, для дифференциального уравнения (5.16) выполняются условия устойчивости и корни характеристического уравнения имеют отрицательные вещественные части. Из приведенных рассуждений можно сделать вывод: маятниковые колебания подвешенного на канате груза при линейной механической характеристике приводного двигателя затухают во времени, что способствует успокоению колебаний груза при переходных процессах механизмов передвижения.

На рис. 5.4 приведены графики зависимостей от времени скорости тележки и отклонения груза, рассчитанные по уравнениям (5.1), (5.2) и (5.15) при следующих данных: $v_{уст}$= 2 м/с; $m_г / m_м$=0,25 и l = 20 м. Графики *1*, *2* и *3* относятся к значениям $T_{м0}$, соответственно равным 1, 2

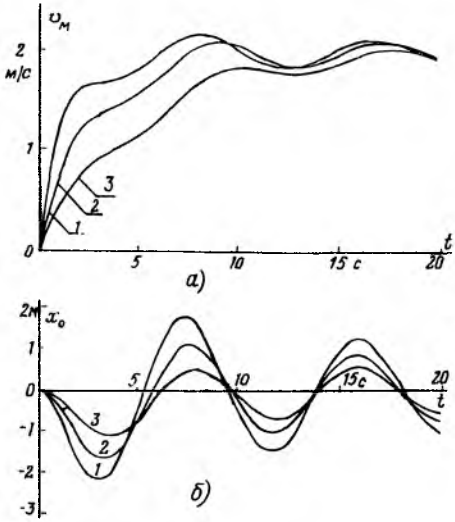


Рис. 5.4. Зависимости от времени скорости механизма передвижения и отклонения груза при пуске с линейной механической характеристикой электропривода

и 4 с. Согласно приведенным на рис. 5.4, *б* графикам $x_0(t)$, во всех случаях переходные процессы имеют вид затухающих колебаний.

5.2.2. Автоматические способы успокоения колебаний

К настоящему времени разработан ряд способов, обеспечивающих автоматическое успокоение колебаний груза. При их использовании крановщик дает только начальный командный сигнал, а движение механизма автоматически формируется системой управления электроприводом. Такие способы можно разделить на две группы: управление колебаниями с ненулевыми, т.е. произвольными отклонениями груза в начале переходного процесса, и с нулевыми начальными отклонениями.

Возможности эффективной реализации автоматического успокоения колебаний с ненулевыми начальными отклонениями ограничены необходимостью применения сложных датчиков отклонения груза. Для осуществления способов с нулевыми начальными отклонениями также необходимы определенные датчики параметров движения, однако они проще датчиков отклонения. При этом набор датчиков будет разным в зависимости от того, какую переменную задавать при формировании требуемого переходного процесса: приложенную к тележке результиру-

ющую силу или ускорение тележки. В первом случае в соответствии с (5.4) необходимо иметь информацию о значении частоты $\Omega_г$, которая определяется длиной подвеса каната и отношением массы груза к массе тележки, а во втором случае согласно (5.1) — частоты $\omega_г$, зависящей только от длины подвеса каната. Поэтому проще реализовать способы, основанные на надлежащем формировании ускорения.

Рассмотрим более подробно способы автоматического успокоения колебаний груза, осуществляемые путем формирования определенного закона изменения ускорения тележки от времени $a_м(t)$, полагая, что справедливы следующие допущения: 1) начальные условия для отклонения и скорости отклонения груза нулевые; 2) длина подвеса каната в течение переходных процессов остается неизменной. При заданном законе $a_м(t)$ можно найти зависимость отклонения груза от времени с помощью уравнения (2.44), которое в соответствии с принятыми допущениями представляет собой линейное неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами. Рассматриваемые способы имеют следующие особенности:

— после окончания переходного процесса пуска или торможения $a_м(t)=0$, поэтому в установившемся режиме скорость механизма остается постоянной;

— в конце переходного процесса отклонение и скорость отклонения груза равны нулю, тогда непосредственно после окончания переходного процесса (т.е. в установившемся режиме) отклонение груза будет оставаться нулевым. Действительно, поскольку в установившемся режиме $a_м(t)=0$, то колебания груза описываются однородным дифференциальным уравнением (5.12) с нулевыми начальными условиями (5.6), а при этом согласно (5.13) $x_0(t)=0$;

— за время переходных процессов скорость механизма достигает требуемого установившегося значения. При этом, умножая выражение $dv_м / dt = a_м$ на dt и проводя интегрирование, получаем равенство $v_{ус\,т} = v_м(0) + \int_0^{t_{пп}} a_м dt$, из которого следует

$$\int_0^{t_{пп}} a_м dt = v_{ус\,т} - v_м(0), \qquad (5.17)$$

где $t_{пп}$, $v_{ус\,т}$ и $v_м(0)$ — соответственно время переходного процесса, установившееся и начальное значения скорости механизма.

Рассмотрим несколько способов задания закона изменения ускорения механизма от времени.

Первый способ заключается в поддержании постоянного ускорения a_0 в течение промежутка времени, равного периоду собственных колебаний

$$T_г = \frac{2\pi}{\omega_г} = 2\pi\sqrt{\frac{l}{g}}. \qquad (5.18)$$

При постоянном ускорении решение уравнения (2.44) определяется формулой (2.12) и для произвольных начальных условий имеет вид

$$x_0(t) = -\frac{a_0}{\omega_г^2} + \frac{\dot{x}_0(0)}{\omega_г}\sin\omega_г t + [x_0(0) + \frac{a_0}{\omega_г^2}]\cos\omega_г t. \qquad (5.19)$$

Дифференцируя (5.19), находим зависимость от времени скорости отклонения груза

$$\dot{x}_0(t) = \dot{x}_0(0)\cos\omega_г t - \omega_г[x_0(0) + \frac{a_0}{\omega_г^2}]\sin\omega_г t. \qquad (5.20)$$

При нулевых начальных условиях (5.19) и (5.20) записываются как

$$x_0(t) = -\frac{a_0}{\omega_г^2}(1 - \cos\omega_г t); \qquad (5.21)$$

$$\dot{x}_0(t) = -\frac{a_0}{\omega_г}\sin\omega_г t. \qquad (5.22)$$

В момент времени $t = T_г$ отклонение и скорость отклонения согласно (5.21) и (5.22) равны нулю.

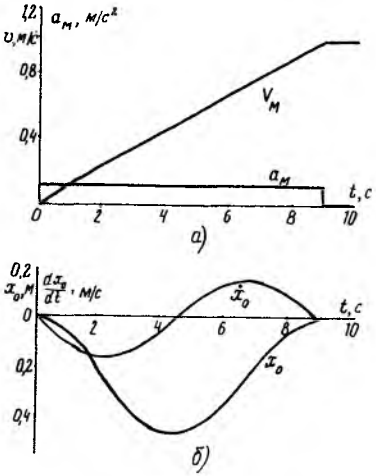
С помощью (5.17) определяем ускорение $a_0 = [v_{ус\,т} - v_м(0)] / T_г$.

На рис. 5.5 для длины подвеса каната 20 м и $v_{ус\,т}$=1 м/с приведены графики изменения во времени скорости и ускорения тележки, а также отклонения и скорости отклонения груза. Из этих графиков видно, что по окончании переходного процесса колебания груза будут отсутствовать, а скорость механизма остается постоянной.

Недостатком рассмотренного способа является сравнительно большое время переходного процесса, равное периоду собственных колебаний груза.

Второй способ: задают закон изменения ускорения на трех временных интервалах *I, II* и *III* (см. рис. 5.6), на первом и третьем из которых поддерживается одинаковое постоянное ускорение, на втором интервале ускорение равно нулю, продолжительности первого и третьего интер-

валов также одинаковы (поэтому на каждом из них изменение скорости равно полуразности между конечной и установившейся скоростями), причем общая длительность первых двух интервалов составляет половину периода $T_г$.



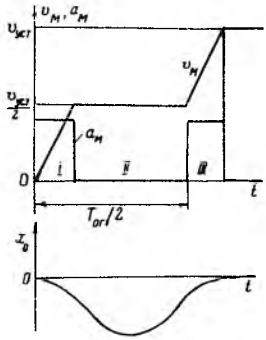


Рис. 5.5. Зависимости от времени скорости и ускорения механизма передвижения (*а*) отклонения и скорости отклонения груза (*б*) при пуске с постоянным ускорением

Рис. 5.6. Зависимости от времени скорости и ускорения механизма передвижения, а также отклонения груза при пуске с двухступенчатым законом изменения скорости

На первом временном интервале отклонение и скорость отклонения изменяются в соответствии с выражениями (5.21) и (5.22). Подставляя в них вместо t длительность первого интервала t_I, находим значения переменных в начале второго интервала

$$x_0(0) = -\frac{a_0}{\omega_г^2}(1-\cos\omega_г t_I);$$

$$\dot{x}_0(0) = -\frac{a_0}{\omega_г}\sin\omega_г t_I.$$

Подставляя далее последние выражения в (5.19) и (5.20) и принимая, что на втором интервале ускорение равно нулю, а длительность этого интервала равна $T_г/2 - t_I$, после преобразований получаем конечные значения переменных для второго интервала

$$x_0(T_г / 2) = -\frac{a_0}{\omega_г^2}(1 - \cos\omega_г t_I);$$

$$\dot{x}_0(T_г / 2) = \frac{a_0}{\omega_г}\sin\omega_г t_I.$$

Учитывая, что $x_0(T_г / 2)$ и $\dot{x}_0(T_г / 2)$ равны начальным условиям для третьего интервала, а ускорение на третьем интервале такое же, как и на первом, после преобразований выражений (5.19) и (5.20) с использованием последних формул находим $x_0(T_г / 2 + t_I) = 0$ и $\dot{x}_0(T_г / 2 + t_I) = 0$.

На рис. 5.6 приведены графики изменения во времени скорости и ускорения тележки, а также отклонения груза. Из этих графиков видно, что по окончании переходного процесса колебания груза отсутствуют, а скорость механизма остается постоянной.

С помощью (5.17) находим продолжительность первого и третьего интервалов $t_I = [v_{ус\,т} - v_м(0)] / 2a_0$. Недостатком второго способа также является сравнительно большое время переходного процесса, хотя оно и меньше, чем для первого способа.

Третий способ: задают закон изменения ускорения на трех временных интервалах (см. рис. 5.7), на первом и третьем из которых, имеющих равную длительность, поддерживают одинаковое постоянное ускорение

$$a_{01} = \frac{v_{ус\,т} - v_м(0)}{2t_I + t_{II}\left[1 - \dfrac{\sin\omega_г(t_I + \frac{t_{II}}{2})}{\sin\omega_г \frac{t_{II}}{2}}\right]}, \tag{5.23}$$

а на втором интервале ускорение поддерживают постоянным в соответствии с выражением

$$a_{02} = a_{01}\left[1 - \frac{\sin\omega_г(t_I + \frac{t_{II}}{2})}{\sin\omega_г \frac{t_{II}}{2}}\right], \tag{5.24}$$

где a_{01} и t_I (или a_{02} и t_{II}) — соответственно ускорение и длительность первого и третьего (или второго) интервала; $v_{ус\,т}$ и $v_м(0)$ — установившееся и начальное значения скорости тележки.

При заданных ускорениях для каждого временного интервала можно с использованием выражений (5.19) и (5.20) определить зависимости

отклонения и скорости отклонения от времени и далее с их помощью найти значения переменных на границах временных интервалов и в конце всего переходного процесса. Не описывая промежуточных преобразований, которые аналогичны приведенным при рассмотрении второго способа, отметим, что в конце переходного процесса отклонение и скорость отклонения достигают нулевых значений.

На рис. 5.7 приведены графики изменения переменных во времени. Из этих графиков видно, что по окончании переходного процесса колебания груза будут отсутствовать, а скорость механизма остается постоянной.

При осуществлении данного способа за время переходного процесса тележка проходит путь

$$\Delta S = \frac{v_{\text{ус т}} + v_{\text{м}}(0)}{2}(2t_I + t_{II}),$$

который при заданных значениях скоростей и временных интервалов (на графиках рис. 5.7, *а* принято $t_I = t_{II} = 2$ с) не зависит от длины

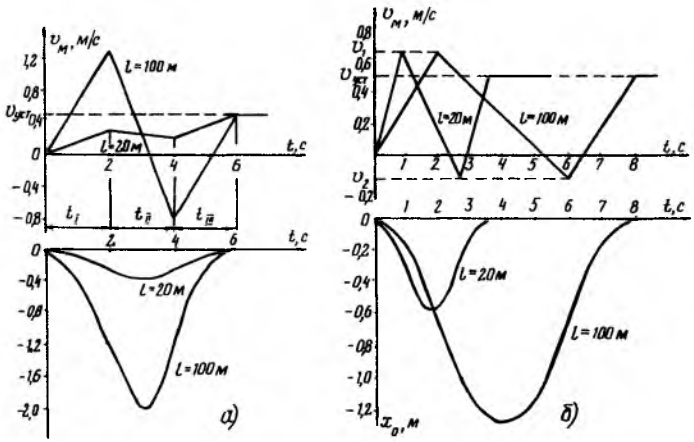


Рис. 5.7. Зависимости от времени скорости механизма и отклонения груза (к пояснению третьего способа автоматического успокоения колебаний груза)

подвеса каната. Для обеспечения такого переходного процесса в схему управления электроприводом тележки должны входить датчик длины подвеса каната и вычислительное устройство, которое на основе (5.23) и (5.24) позволяет определить ускорения a_{01} и a_{02}.

Если задавать не времена t_I и t_{II}, а величины $\omega_г t_I$ и $\omega_г t_{II}$, то ускорения согласно (5.23) и (5.24) представляются в виде $a_{01} = k_1\omega_г$ и $a_{02} = k_2\omega_г$, где k_1 и k_2 — постоянные коэффициенты. В этом случае скорости на границах временных интервалов

$$v_1 = v_м(0) + a_{01}t_I = v_м(0) + k_1\omega_г t_I;$$
$$v_2 = v_м(0) + a_{01}t_I + a_{02}t_{II} = v_м(0) + k_1\omega_г t_I + k_2\omega_г t_{II}$$

не зависят от длины подвеса каната.

На рис. 5.7, *б* показаны зависимости от времени скорости тележки и отклонения груза при $t_I / T_г = 0{,}1$ и $t_I / T_г = 0{,}2$.

Достоинством рассмотренного способа является возможность получения небольших по длительности переходных процессов механизмов передвижения, в течение которых обеспечивается автоматическое успокоение колебаний грузов.

Способ четвертый: в течение заданного времени T_0 формируют закон изменения ускорения тележки при переходных процессах в виде следующей непрерывной функции

$$a_м(t) = a_0[1 + (\frac{\omega_0^2}{\omega_г^2} - 1)\cos\omega_0 t], \qquad (5.25)$$

где a_0 — среднее ускорение тележки; $\omega_0 = 2\pi / T_0$ — соответствующая заданному значению T_0 угловая частота.

Подставляя (5.25) в (2.44), получаем дифференциальное уравнение для отклонения каната в виде

$$\frac{d^2x_0}{dt^2} + \omega_г^2 x_0 = -a_0[1 + (\frac{\omega_0^2}{\omega_г^2} - 1)\cos\omega_0 t]. \qquad (5.26)$$

Приведем без доказательства решение дифференциального уравнения (5.26) при нулевых начальных условиях (5.6)

$$x_0(t) = -\frac{a_0}{\omega_г^2}(1 - \cos\omega_0 t). \qquad (5.27)$$

Согласно (5.27), в конце переходного процесса, т.е. при $t = 2\pi / \omega_0$, отклонение и скорость отклонения достигают нулевых значений.

По формуле (5.17) $a_0 = [v_{уст} - v_м(0)] / T_0$.

На рис. 5.8 для длины подвеса каната 20 м, $v_{ус\,т}=1$ м/с и $T_0=5$ с приведены графики изменения переменных при пуске тележки, из которых видно, что по окончании переходного процесса колебания груза отсутствуют, а скорость механизма остается постоянной. Этот способ характеризуется заданным временем успокоения колебаний груза, которое может быть заранее выбрано достаточно малым для повышения производительности работы кранов.

Из рассмотренных способов автоматического успокоения колебаний груза наибольшие возможности имеют третий и четвертый, поскольку они обеспечивают минимальное время переходных процессов.

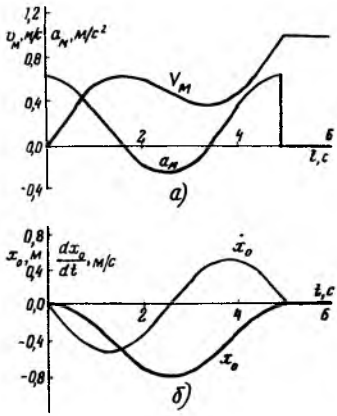


Рис. 5.8. Зависимости от времени скорости и ускорения механизма передвижения (*а*), отклонения и скорости отклонения груза (*б*) (к пояснению четвертого способа автоматического успокоения колебаний груза)

Из рис. 5.7 и 5.8 видно, что графики скорости имеют три характерных участка: на первом скорость возрастает, на втором — снижается и на третьем — вновь возрастает, т.е. вначале происходит пуск механизма до некоторой скорости, затем он притормаживается и далее вновь разгоняется до установившейся скорости. Таким образом, при осуществлении этих способов автоматически происходят операции пуск — торможение — пуск, аналогичные соответствующим операциям при ручном управлении.

Способы автоматического успокоения колебаний груза могут быть осуществлены с помощью регулируемого электропривода механизма горизонтального передвижения. Эффективность гашения колебаний груза зависит от точности поддержания заданного закона изменения скорости приводного двигателя при переходных процессах. Для обеспечения

надлежащей точности следует применять такие электроприводы, которые по сигналу задания способны формировать скорость двигателя при переходных процессах с небольшими динамическими погрешностями. Большие возможности в этом плане имеют электроприводы постоянного тока по системе тиристорный преобразователь — двигатель и асинхронные частотно-управляемые электроприводы.

На рис. 5.9 приведена возможная структурная схема электропривода, обеспечивающего автоматическое успокоение колебаний груза. По сигналу командного блока в блоке задания скорости формируется выходной сигнал, изменение которого во времени соответствует выбранному закону $v_м(t)$. Ко входу задатчика скорости подсоединен датчик длины подвеса каната, представляющий собой датчик угла поворота барабана механизма подъема. Задатчик скорости подключен к регулятору скорости, с помощью которого через управляемый преобразователь осуществляется изменение скорости электродвигателя по заданному закону.

Рис. 5.9. Структурная схема электропривода с автоматическим успокоением колебаний груза

Электроприводы с автоматическим успокоением колебаний груза пока не нашли широкого применения в крановых установках, однако масштабы их применения должны возрастать одновременно с повышением технического уровня регулируемых крановых электроприводов.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Ключев В.И., Терехов В.М.** Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов. М.: Энергия, 1980. 360 с.

2. **Крановое** электрооборудование: Справочник/ Ю.В. Алексеев, А.П. Богословский, Е.М. Певзнер и др. М.: Энергия, 1979. 240 с.

3. **Соколов М.М.** Автоматизированный электропривод общепромышленных механизмов. М.: Энергия, 1976. 488 с.

4. **Электрооборудование** кранов/ А.П. Богословский, Е.М. Певзнер, Н.Ф. Семерня и др. М.: Машиностроение, 1983. 310 с.

5. **Яуре А.Г., Певзнер Е.Я.** Крановый электропривод: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1988. 344 с.

6. **Вайнсон А.А.** Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.

7. **Грузоподъемные** машины/ М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов и др. М.: Машиностроение, 1986. 400 с.

8. **Иванченко Ф.К.** Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. Киев: Выща шк., 1988. 424 с.

9. **Казак С.А.** Динамика мостовых кранов. М.: Машиностроение, 1968. 332 с.

10. **Кузьмин А.В., Марон Ф.Л.** Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. Минск: Выш. шк., 1983. 350 с.

11. **Справочник** по кранам: В 2 т. Т. 2/ М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Ковин и др.; Под общ. ред М.М. Гохберга. М.: Машиностроение, 1988. 559 с.

12. **Шеффлер М., Дресиг Х., Курт Ф.** Грузоподъемные краны: в 2-х кн. Кн. 2/ Пер. с нем. М.: Машиностроение, 1981. 287 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 3
1. Устройство и статические нагрузки крановых механизмов 9
1.1. Механизмы подъема 9
1.2. Механизмы передвижения 15
1.3. Механизмы поворота 22
2. Особенности динамических нагрузок крановых механизмов 26
2.1 Расчетные динамические схемы 26
2.1.1. Механизмы подъема 27
2.1.2. Механизмы передвижения 32
2.2. Анализ динамических нагрузок 40
2.2.1. Механизмы подъема 40
2.2.2. Механизмы передвижения 48
2.2.3. Механизмы поворота 52
3. Требования к механическим характеристикам электроприводов крановых механизмов 53
3.1. Факторы, определяющие пределы регулирования скорости и момента приводных двигателей 53
3.2. Механические характеристики 60
4. Типовые крановые электроприводы 63
4.1. Особенности крановых электроприводов 63
4.2. Примеры асинхронных электроприводов 66
5. Маятниковые колебания подвешенного на канате груза 82
5.1. Влияние маятниковых колебаний груза на работу кранов 82
5.2. Способы успокоения колебаний груза 87
5.2.1. Успокоение колебаний при ручном управлении 87
5.2.2. Автоматические способы успокоения колебаний 90
Литература 99