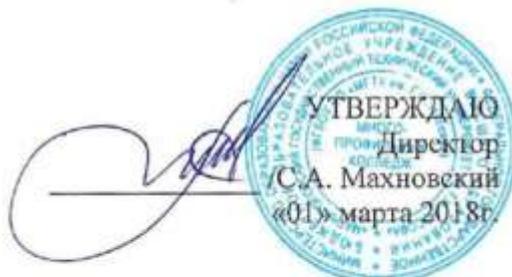


Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Магнитогорский государственный технический университет
им. Г.И. Носова»
Многопрофильный колледж



**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ
ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ
ОП.11 МЕХАНИЧЕСКОЕ И ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЕ
ОБОРУДОВАНИЕ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА
программы подготовки специалистов среднего звена
по специальности СПО
15.02.03 Техническая эксплуатация гидравлических машин, гидроприводов
и гидропневмоавтоматики**

Магнитогорск, 2018

ОДОБРЕНО

Предметно-цикловой комиссией
Механического и гидравлического
оборудования
Председатель: О.А. Тарасова
Протокол №6 от 21 февраля 2018 г.

Методической комиссией

Протокол №4 от 01 марта 2018 г.

Разработчик

М.И. Чумак,
преподаватель МпК ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»

Методические указания разработаны на основе рабочей программы учебной дисциплины «Механическое и подъемно-транспортное оборудование металлургического производства».

СОДЕРЖАНИЕ

1 Введение	4
2 Методические указания	6
Практическая работа 1	6
Практическая работа 2	10
Практическая работа 3	13
Практическая работа 4	16
Практическая работа 5	19
Практическая работа 6	21
Практическая работа 7	24
Практическая работа 8	25
Лабораторная работа 1	26
Лабораторная работа 2	29
Лабораторная работа 3	30
Лабораторная работа 4	40
Лабораторная работа 5	45

1 ВВЕДЕНИЕ

Важную часть теоретической и профессиональной практической подготовки студентов составляют практические занятия.

Состав и содержание практических работ направлены на реализацию действующего федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования.

Ведущей дидактической целью практических занятий является формирование профессиональных практических умений, необходимых в последующей учебной деятельности по общепрофессиональным дисциплинам.

В соответствии с рабочей программой учебной дисциплины «Механическое и подъемно-транспортное оборудование металлургического производства» предусмотрено проведение практических занятий.

В результате освоения дисциплины обучающийся **должен уметь:**

- читать кинематические схемы;
- определять параметры работы оборудования и его технические возможности.

Содержание дисциплины ориентировано на подготовку студентов к освоению профессиональных модулей программы подготовки специалистов среднего звена по специальности и овладению профессиональными компетенциями:

ПК 1.1. Организовывать и выполнять монтаж гидравлических и пневматических устройств и систем.

ПК 1.2. Осуществлять пуск и наладку гидравлических и пневматических приводов.

ПК 1.5. Организовывать и выполнять техническое обслуживание гидравлических и пневматических устройств и систем.

ПК 1.6. Организовывать и выполнять ремонт гидравлических и пневматических систем.

ПК 2.1. Участвовать в проектировании гидравлических и пневматических приводов по заданным условиям и разрабатывать принципиальные схемы.

В процессе освоения дисциплины у студентов должны формироваться общие компетенции:

ОК 1. Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес.

ОК 2. Организовывать собственную деятельность, выбирать типовые методы и способы выполнения профессиональных задач,

оценивать их эффективность и качество.

ОК 3. Принимать решения в стандартных и нестандартных ситуациях и нести за них ответственность.

ОК 4. Осуществлять поиск и использование информации, необходимой для эффективного выполнения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК 5. Использовать информационно-коммуникационные технологии в профессиональной деятельности.

ОК 6. Работать в коллективе и команде, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями.

ОК 7. Брать на себя ответственность за работу членов команды (подчиненных), результат выполнения заданий.

ОК 8. Самостоятельно определять задачи профессионального и личностного развития, заниматься самообразованием, осознанно планировать повышение квалификации.

ОК 9. Ориентироваться в условиях частой смены технологий в профессиональной деятельности.

Выполнение студентами практических работ по учебной дисциплине «Механическое и подъемно-транспортное оборудование металлургического производства» направлено на:

- обобщение, систематизацию, углубление, закрепление, развитие и детализацию полученных теоретических знаний по конкретным темам учебной дисциплины;

- формирование умений применять полученные знания на практике, реализацию единства интеллектуальной и практической деятельности;

- формирование и развитие умений: наблюдать, сравнивать, сопоставлять, анализировать, делать выводы и обобщения, самостоятельно вести исследования, пользоваться различными приемами измерений, оформлять результаты в виде таблиц, схем, графиков;

- приобретение навыков работы с различными приборами, аппаратурой, установками и другими техническими средствами для проведения опытов.

Продолжительность выполнения практической работы составляет не менее двух академических часов и проводится после соответствующей темы, которая обеспечивает наличие знаний, необходимых для ее выполнения.

2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Тема 1.1 Элементы грузоподъемных устройств и механизмов

Практическое занятие № 1 Расчет стальных канатов

Цель работы: Выбрать стальной канат для подъема номинального груза

Выполнив работу, Вы будете:

уметь:

- читать кинематические схемы;
- определять параметры работы оборудования и его технические возможности.

Материальное обеспечение: ГОСТ 2688-80 «КАНАТЫ СТАЛЬНЫЕ. СОРТАМЕНТ»

Задание:

1. Рассчитать стальной канат;
2. Зарисовать тип каната.

Порядок выполнения работы:

1. Ознакомиться с инструкцией по выполнению работы
2. Выполнить выбор каната
3. Сделать проверку правильности выбора каната
4. Выполнить отчет о проделанной работе

Ход работы:

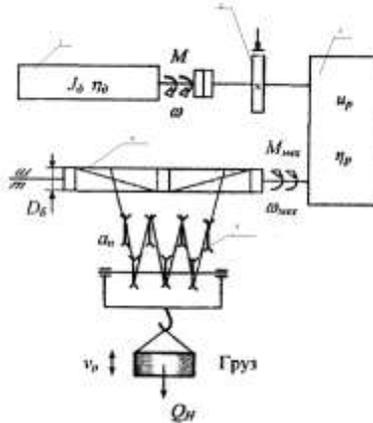


Рисунок 1 – Кинематическая схема механизма подъема

В соответствии с нормами Госгортехнадзора РФ, канат выбирается из сортамента канатов по соотношению:

$$S_{\max} * Z_p < S_{\text{раз}},$$

где S_{\max} - максимальная рабочая нагрузка ветви каната, определяемая при подъеме номинального груза;

Z_p - коэффициент использования канатов;

$S_{\text{раз}}$ - разрывная нагрузка каната в целом.

1. Определяем КПД полиспаста.

$$\eta_{\text{полиспаста}} = \frac{(1-\eta^2)\eta^t}{a(1-\eta)}$$

где a – кратность полиспаста;

t - количество блоков полиспаста;

η – КПД блока, = 0,95÷0,97

2. Считаем

$$S_{\max} = \frac{Q}{a\eta^n}$$

где Q - вес груза, Н.

3. Определим Z_p коэффициент прочности в зависимости от разрушающей нагрузки.

4. Выбираем канат из ГОСТа

Проверка:

$$Z_p \text{ факт} = \frac{S_p \text{ факт}}{S_{\text{max}}}$$

$$Z_p \text{ факт} > Z_p$$

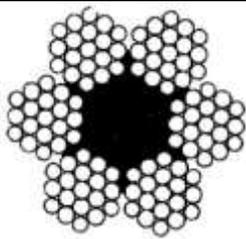
Таблица 1- Минимальные коэффициенты использования канатов, Z_p

<i>Режим работы механизма</i>	Z_p
1М	3,15
2М	4,0
3М	4,5
4М	5,6
5М	7,1
6М	9,0

Таблица 2 -Исходные данные

<i>№ вар</i>	<i>Q, т</i>	<i>V_{под, м/с}</i>	<i>H, м</i>	<i>Режим работы М</i>
1	5	0,2	15	1
2	5	0,1	15	2
3	5	0,3	15	3
4	5	0,3	15	4
5	5	0,2	15	1
6	5	0,2	15	2
7	10	0,25	15	3
8	10	0,35	15	4
9	10	0,2	15	1
10	10	0,1	15	2
11	10	0,25	15	3
12	10	0,3	20	4
13	15	0,1	20	1
14	15	0,2	20	2
15	15	0,3	20	3
16	15	0,25	20	4
17	15	0,1	20	1
18	15	0,35	20	2
19	20	0,2	20	3
20	20	0,3	20	4

Таблица 3 - Параметры каната

Эскиз	Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения, мм ²	Ориентировочная масса 1000 м, кг	Маркировочная группа, МПа			
				1372(140)	1568 (160)	1665 (170)	1754(180)
				Разрывное усилие каната в целом $S_{раз}$, кН, не менее			
 <p>канат двойной свивки типа ЛК-Р 6*19 проволок с одним органическим сердечником</p>	8,3	26,15	256		34,8	36,95	38,15
	9,1	31,18	305		41,55	44,1	45,45
	9,9	36,66	358,6		48,85	51,85	53,45
	11	47,19	461,6		62,85	66,75	68,8
	12	53,87	527		71,75	76,2	78,55
	13	61	596,6	75,05	81,25	86,3	89
	14	74,4	728	86,7	98,95	105	108
	15	86,28	844	100	114,5	122	125
	16,5	104,61	1025	121,5	139	147,5	152
	18	124,73	1220	145	163	176	181,5
	19,5	143,61	1405	167	191	203	209
	21	167,03	1635	194,5	222	236	243,5
	22,5	188,78	1850	220	251	267	275,5
	24	215,49	2110	250,5	287	304,5	314
	25	244	2390	284	324,5	345	355,5
	27	274,31	2685	319	365	388	399,5
	28	297,63	2910	346,5	396	421	434
	30,5	356,72	3490	415,5	475	504,5	520
	32	393,06	3845	458,0	523,5	556	573
	33,5	431,18	4220	502,5	574	610,5	748
37	512,79	5015	597	683	725	629	
39,5	586,59	5740	684	781,5	828	856	
42	668,12	6535	779	890	945	975	

Форма представления результата: Отчет о проделанной работе.

Тема 1.1 Элементы грузоподъемных устройств и механизмов

Практическое занятие № 2

Расчет барабана механизма подъема на прочность

Цель работы: Выбрать основные параметры барабана и рассчитать его на прочность

Выполнив работу, Вы будете:

уметь:

– определять параметры работы оборудования и его технические возможности.

Материальное обеспечение: ГОСТ 2688-80 «КАНАТЫ СТАЛЬНЫЕ. СОРТАМЕНТ»

Задание:

1.Повторить и закрепить теоретический материал по теме «Блоки, барабаны, их назначение, классификация. Полиспасты.»

Порядок выполнения работы:

- 1.Определить диаметр барабана;
- 2.Определить число витков нарезки на одной половине барабана.
- 3.Определить длину нарезки на одной половине барабана
- 4.Определить общую длину барабана.
- 5.Определить толщину стенки барабана.
6. Обозначить размеры на схеме барабана.

Ход работы:

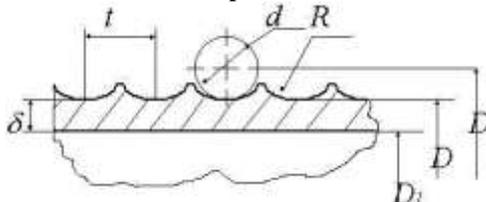


Рисунок 2 - Схема барабана

- 1.Определить диаметр барабана.

$$D = D_1 + d_k,$$

где: D- диаметр барабана по центру натягиваемого каната, мм.

D_1 - диаметр принятый по ГОСТ, мм.

d_k - диаметр каната. (значение d_k принять из ПРН№1)

$$D_1 = (e-1) * d_k,$$

где: e- коэффициент принимаемый по Правилам ГосГорТехнадзора в зависимости от ГПМ. (e=25)

2. Число витков нарезки на одной половине барабана.

$$Z = \frac{H * a}{\pi * D},$$

где: H- высота подъёма груза, мм (значение Z принять из ПРН№1)
a - кратность полиспаста, a=3.

D- диаметр барабана по центру натягиваемого каната, мм.

3. Длина нарезки на одной половине барабана.

$$L_1 = z * t_{\sigma},$$

где: t_{σ} - шаг нарезки, мм.

$$t_{\sigma} = d_k + (2,0 \dots 3,0) \text{ мм.}$$

4. На закреплении каната с каждой стороны барабана принимаем $l_2 = 50$ мм. Расстояние между правым и левым нарезными полями средней части барабана принимаю $l_{св} = 100$ мм.

5. Общая длина барабана.

$$l_{\sigma} = L_1 + l_2 + l_{св}$$

6. Толщина стенки барабана.

$$\delta = \frac{S_{max}}{t_{\sigma} * [G_{сж}]},$$

где: $[G_{сж}]$ - допускаемое напряжение сжатия зависящее от материала.

$$[G_{сж}] = \frac{\delta}{K},$$

где: δ - предельное напряжение материала при данном напряжённом состоянии

$$\delta_{\text{чугуна}} = 650 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

K- коэффициент запаса прочности (K=4,25).

7. Исходя из технологии отливки толщина стенки не должна быть меньше условия

$$d = 0,02 * D (6,0 \dots 10,0) \text{ мм.}$$

$$\delta_{\sigma} = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$$

8. Определить отношение: $\frac{l_{\sigma}}{D}$

Если $\frac{l_{\sigma}}{D} \leq 4$ барабан считается на сжатие, если $\frac{l_{\sigma}}{D} \geq 4$, то барабан считается на $\dot{I}_{\text{сж}}$, $\dot{I}_{\text{ра}}$.

9. $M_{\text{изг}}$ считается по формуле, кН*мм.

$$M_{\text{изг}} = S_{\text{max}} * l_1$$

10. $M_{\text{кр}}$ считается по формуле кН*мм.

$$M_{\text{кр}} = 2 * S_{\text{max}} * \frac{D}{2}$$

Форма представления результата:

Отчет о проделанной работе.

Тема 1.3. Крановое оборудование

Практическое занятие № 3

Расчет и подбор электродвигателя механизма передвижения крана

Цель работы: Рассчитать и подобрать электродвигатель механизма передвижения крана.

Выполнив работу, Вы будете:

уметь:

- определять параметры работы оборудования и его технические возможности.
- определять параметры работы оборудования и его технические возможности.

Материальное обеспечение: Учебник Руденко Н.Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин.

Задание:

1. Изучить схему передвижения мостового крана.
2. Рассчитать электродвигатель механизма передвижения крана.
3. Выбрать электродвигатель серии МТ и МТВ (см. приложение 11 учебника)

Порядок выполнения работы:

1. Ознакомиться с инструкцией по выполнению работы
2. Выполнить расчеты электродвигателя механизма передвижения крана
3. Выполнить отчет о проделанной работе

Ход работы:

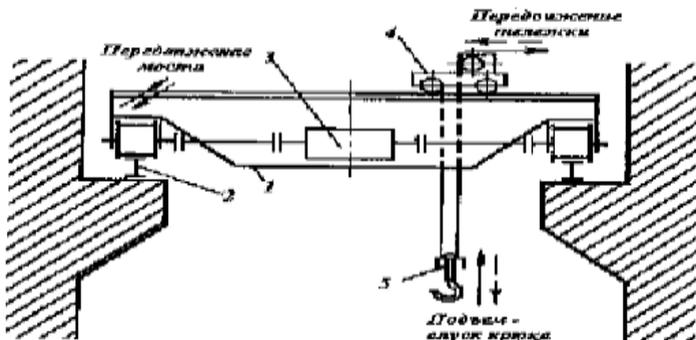


Рисунок 3 – Схема привода передвижения моста

Таблица 4 - Исходные данные

№ вар	$Q, т$	$V_{под}, м/с$	$D_{хк}, мм$	$G_{кр}, Т$
1	3	0,2	650	35
2	4	0,18	700	36
3	5	0,19	750	37
4	6	0,2	800	38
5	7	0,18	650	39
6	8	0,19	700	40
7	9	0,2	750	45
8	3,5	0,18	800	35
9	4,5	0,19	650	36
10	5,5	0,2	700	37

1. Полное сопротивление (кН) включает следующие составляющие:

$$W = W_{тр} + W_y + W_{ин}, \text{ где}$$

$W_{тр}$ - сопротивление, создаваемое силой трения.

W_y - сопротивление, создаваемое уклоном пути.

$W_{ин}$ - сопротивление, создаваемое инерцией вращения и движения масс.

2. Определяем сопротивление, создаваемое силой трения:

$$W_{mp.} = \frac{Q + G_{\dot{\epsilon}\delta} + G_{\ddot{a}\delta}}{D_{\delta\dot{\epsilon}}} * (2 * \mu + f * d) * k, \text{ где}$$

$G_{кр.}$ - вес крана (кН)

$G_{гр.}$ - вес груза (кН)

$D_{хк}$ - диаметр ходового колеса, м;

μ - коэффициент трения колеса о рельсы (0,6);

f - коэффициент трения качения (0,015);

d - диаметр цапфы, м;

$$d = (0,2 \dots 0,25) * D_{хк}$$

k - коэффициент трения реборд о рельсу ($k=1,5$).

3. Определяем сопротивление, создаваемое уклоном пути:

$$W_y = \alpha * (G_{кр.} + G_{гр.}),$$

где α - уклон рельсового пути (0,001)

4. Определяем сопротивление, создаваемое инерцией вращения и движения масс.

$$W_{ин} = \delta * m * a,$$

δ - коэффициент трения ($\delta=1,25$)

m - масса (кН)

a - коэффициент ($a=0,3$)

5. Выбор электродвигателя

$$P = \frac{W * V}{\eta * \psi_{н.ср.}}, \text{ где}$$

$\psi = 1,5 \div 2$ - коэффициент скорости

η - КПД двигателя ($\eta = 0,87 \dots 0,91$)

Форма представления результата:

Отчет о проделанной работе.

Тема 1.3. Крановое оборудование
Практическое занятие № 4
Расчет и подбор электродвигателя механизма передвижения тележки
мостового крана

Цель работы: Рассчитать и подобрать электродвигатель механизма передвижения тележки мостового крана.

Выполнив работу, Вы будете:

уметь:

- определять параметры работы оборудования и его технические возможности.
- определять параметры работы оборудования и его технические возможности.

Материальное обеспечение: Учебник Руденко Н.Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин.

Задание:

1. Зарисовать кинематическую схему передвижения тележки и подписать позиции.
2. Рассчитать электродвигатель механизма передвижения тележки крана.
3. Выбрать электродвигатель серии МТ и МТВ (см. приложение 11 учебника)

Порядок выполнения работы:

1. Ознакомиться с инструкцией по выполнению работы
2. Выполнить расчет электродвигателя тележки мостового крана
3. Подобрать электродвигатель
4. Выполнить отчет о проделанной работе

Ход работы:

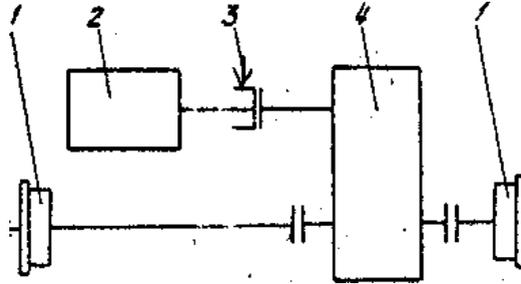


Рисунок 4 – Кинематическая схема передвижения тележки мостового крана

Таблица 5 - Исходные данные

№ вар	$Q, т$	$V_{под}, м/с$	$D_{хк}, мм$	$G_{кр}, Т$
1	3	0,2	650	35
2	4	0,18	700	36
3	5	0,19	750	37
4	6	0,2	800	38
5	7	0,18	650	39
6	8	0,19	700	40
7	9	0,2	750	45
8	3,5	0,18	800	35
9	4,5	0,19	650	36
10	5,5	0,2	700	37

1. Сопротивление передвижению тележки с номинальным грузом, приведенное к ободу ходового колеса, определяется по формуле:

$$W_{пр.} = \frac{Q_{ад} + G_{\delta}}{D_{\delta\delta.}} * (2 * \mu + f * d) * K_p,$$

где G_{δ} - собственный вес тележки (кН);

$G_{гр.}$ - вес груза (кН)

$D_{хк}$ - диаметр ходового колеса тележки, м;

μ - коэффициент трения коле качения ($\mu = 0,3$);

f - коэффициент трения в опоре вала колеса ($f = 0,015$);

d - диаметр цапфы, м

$$d = (0,2 \div 0,25) * D_{хк}.$$

κ - коэффициент трения реборд ходовых колес и торцов ступиц колеса ($\kappa=2,5$).

2. Выбор электродвигателя для механизма передвижения крановых тележек и кранов производят по максимально-допустимому пусковому моменту двигателя, при котором обеспечивается надлежащий запас сцепления ходового колеса с рельсом, исключая возможность буксования при передвижении тележки без груза в процессе пуска.

3. При пуске максимально допустимое значение ускорения тележки определяется по формуле:

$$a_{\max} = \left[\frac{n_{i\delta}}{n_k} \left(\frac{\varphi}{1,2} + f \frac{d}{D_{\delta\hat{e}}} \right) - (2\mu + fd) \frac{k_{\delta}}{D_{\delta\hat{e}}} - \frac{D_{\hat{a}}}{G_{\delta}} \right] \bullet g ,$$

где $n_{пр}$ – число приводимых ходовых колес ($n_{пр}=2$);

n_k – общее число ходовых колес ($n_k=4$);

φ - коэффициент сцепления ходового колеса с рельсом, равно 0,2;

P_v – ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии ($P_v=0$);

g – ускорение свободного падения, $g=9,8 \text{ м/с}^2$.

4. Мощность двигателя по статическому сопротивлению при перемещении тележки с номинальным грузом:

$$N_{\bar{n}\delta} = \frac{W_{\delta\delta} V_{\delta}}{102 \bullet 60 \bullet \eta_0} , \text{ где}$$

η_i - КПД при установке ходовых колес на подшипниках качения, $\eta_i = 0,9$.

Форма предоставления результата

Отчет о проделанной работе.

Тема 2.1. Машины складов металлургического сырья
Практическое занятие № 5
Методика расчета механизма кантования ротора стационарного
роторного вагоноопрокидывателя

Цель работы: Рассчитать механизм кантования ротора стационарного роторного вагоноопрокидывателя

Выполнив работу, Вы будете:

уметь:

- читать кинематические схемы;
- определять параметры работы оборудования и его технические возможности.

Материальное обеспечение: раздаточный материал

Задание:

1. Закрепить знание конструкции роторного вагоноопрокидывателя
2. Зарисовать схему роторного вагоноопрокидывателя.
3. Подписать позиции
4. Рассчитать суммарный статический момент двигателя механизма кантования ротора

Порядок выполнения работы:

1. Ознакомиться с инструкцией по выполнению работы
2. Выполнить расчет механизма кантования ротора стационарного роторного вагоноопрокидывателя

Ход работы:

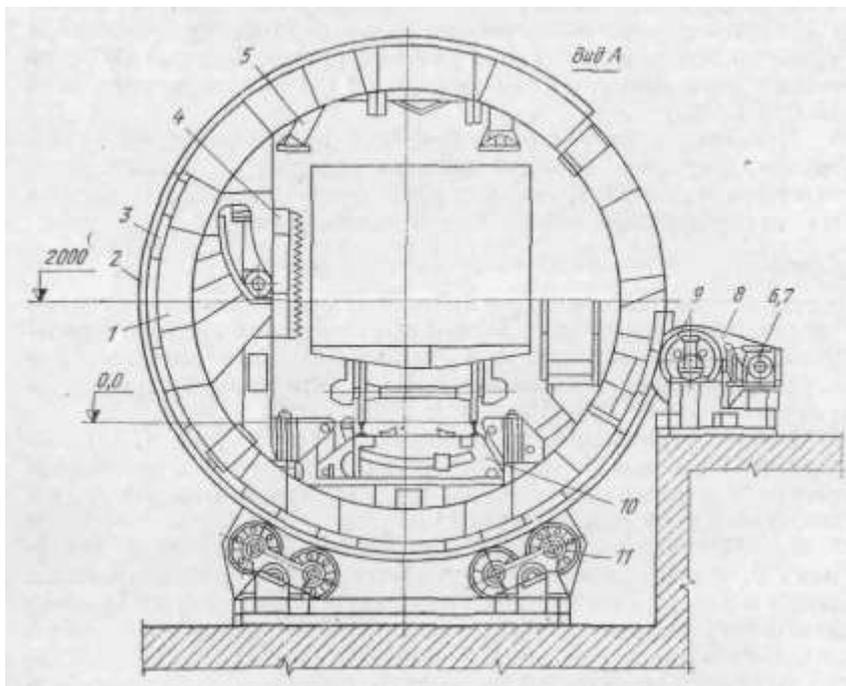


Рисунок 5 – Схема стационарного роторного вагонопрокидывателя

Исходные данные

1. Суммарный вес всех элементов: ротора, вагона, материала $\sum Gi = 2374$ кН

2. Плечо статического момента от сил тяжести X_{oi} ; 0,13 м

3. Число опорных роликов Z 12

4. Угол между осью роликоопоры и вертикальной осью ротора α ; град t 30

5. Угол между осью роликоопоры о осью ролика β ; град t 15

6. Приведенный коэффициент трения подшипников качения роликов $f_{пр}$ 0,03

7. Диаметр цапфы опорного ролика 2Гц; мм $200=0,1$ м

8. Радиус бандажа ротора R_6 ; м 3,7

9. Радиус опорного ролика r_p ; м 0,30

10. Коэффициент трения качения ролика по бандажу R; см
0,5=0,005 м

1. Рассчитать статический момент от веса элементов вагоноопрокидывателя, вагона и материала в нем

$$M_{\text{ст}} = \sum G_i \cdot X_{oi} \text{ (кНм)}$$

2. Рассчитать момент трения сил в роликовых опорах (кНм)

где N_p - реакция (нагрузка) ролика (кН)

$$N_p = \frac{\sum G_i}{z \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta}$$

3. Определить суммарный статический момент

$$M_{\text{сумм.ст}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{тр}} \text{ (кНм)}$$

4. Определить суммарный статический момент приведенный к валу электродвигателя.

Принять $n=0,78$; $u= 24$

Форма предоставления результата

Отчет о проделанной работе.

Тема 5.1. Детали, узлы и механизмы рабочих клеток прокатных станков

Практическое занятие № 6 Расчет на прочность прокатных валков

Цель работы: Рассчитать статическую прочность валков

Выполнив работу, Вы будете:

уметь:

– читать кинематические схемы;

– определять параметры работы оборудования и его технические возможности.

Материальное обеспечение: Атлас Королева А.А. стр. II - 29

Задание

1. Рассчитать статическую прочность валков;

2. Сравнить полученные данные с допустимым значением.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с инструкцией по выполнению работы
2. Зарисовать прокатный валок и подписать его основные элементы
3. Найти все исходные данные для расчета из атласа
4. Выполнить расчеты на прочность и жесткость прокатных валков
5. Выполнить отчет о проделанной работе

Ход работы

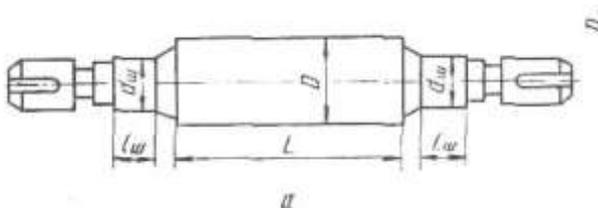


Рисунок 6 – Прокатный валок

1. Напряжение изгиба в бочке валка определяется по формуле:

$$\sigma_{\text{изг.б}} = \frac{M_{\text{изг}}}{\omega_a} = \frac{M_{\text{изг}}}{0,1d_a^3} \quad [\text{МПа}],$$

где $M_{\text{изг}}$ - изгибающий момент, действующий в рассматриваемом сечении бочки валка, Н*М;

ω_a - момент сопротивления поперечного сечения бочки валка на изгиб, Н*М.

2. Для листовых двухвалковых станов максимально изгибающий момент будет в середине бочки валка.

$$M_{\text{изг}} = \frac{P}{2} * \frac{a}{2} - \frac{P}{2} * \frac{b}{4} = \frac{P}{4} \left(a - \frac{b}{2} \right),$$

где P- максимальное усилие при прокатке, Н;

$P = m * g$, где

m – масса валка, т; (см. технические характеристики заданного

валка);

g – ускорение свободного падения ($g = 9,8 \text{ м/с}^2$).

a - расстояние между опорами, м;

b - ширина полосы, м.

$$(1 \text{ МПа} = 1000 \text{ Кн/м}^2)$$

3. Шейку листового вала рассчитывают на изгиб по следующей формуле:

$$\sigma_{\text{изг.ш}} = \frac{I_{\text{эц.}\phi}}{W_{\text{эц.}\phi}} = \frac{\frac{P}{2} * \frac{l}{2}}{0,1d_{\phi}^3} = \frac{Pl}{0,4d_{\phi}^3},$$

где l - длина шейки вала, м;

4. Кручение шейки листового вала рассчитывается по формуле:

$$\tau_{\text{ш}} = \frac{T}{W_{\text{в}\phi}} = \frac{\dot{\phi}}{0,2d_{\phi}^3}, \text{ где}$$

T - крутящий момент, прикладываемый к валу со стороны привода (полярный момент сопротивления).

$$P = T * \omega,$$

где P - мощность, Вт. (принимается мощность равную 90 кВт)

ω - скорость вращения, об/мин. (скорость вращения 90 об/мин)

$$T = \frac{P}{\omega}$$

5. Результирующее напряжение определяется по формуле для стальных валков.

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{\sigma_{\text{изг.ш}}^2 + 3\tau}$$

6. Результирующее напряжение не должно превышать допустимое для данных валков.

Форма предоставления результата

Отчет о проделанной работе – вывод о результирующем допустимом напряжении.

Тема 5.1. Детали, узлы и механизмы рабочих клеток прокатных станов

Практическое занятие №7

Сравнительная характеристика подшипников различного типа

Цель работы: Сравнить подшипники различного типа

Выполнив работу, Вы будете:
уметь:

- читать кинематические схемы;
- определять параметры работы оборудования и его технические возможности.

Материальное обеспечение: Раздаточный материал видов подшипников

Задание

1. Заполнить таблицу и подписать элементы подшипников

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с инструкцией по выполнению работы
2. Подписать элементы подшипников
3. Заполнить таблицу
4. Выполнить отчет о проделанной работе

Форма предоставления результата

Заполненная таблица и выводы о рациональном использовании каждого из видов на валках прокатных станов

Тема 5.3. Машины и механизмы для перемещения проката

Практическое занятие №8

Определение мощности электродвигателя привода рольганга

Цель работы: Рассчитать мощность рольганга

Материальное обеспечение: Раздаточный материал

Задание

1. Зарисовать кинематическую схему рольганга и подписать позиции.
2. Рассчитать мощность рольганга по заданным параметрам;

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с инструкцией по выполнению работы;

2. Выполнить расчеты привода рольганга;
3. Выполнить отчет о проделанной работе.

Ход работы:

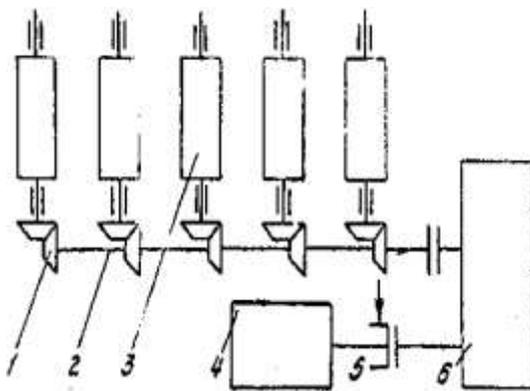


Рисунок 7- Привод рольганга

Исходные данные для расчета:

Параметр	Значение
Вес металла перемещающегося по рольгангу	$Q'_m = 150$ кг
Вес ролика	$G_p = 50$ кг
Число роликов секции рольганга	$n_p = 5$
Скорость рольганга	$V = 1$ м/с
Состояние металла	горячий
Диаметр бочки ролика	$d_p = 0,45$ м
Диаметр цапфы в подшипниках роликов	$d_{np} = 0,26$ м

1. Определим момент потерь на трение в подшипниках при передвижении металла по рольгангу

$$M_{тр.p} = (Q'_m + n_p \cdot G_p) \cdot \mu \cdot n_p \cdot \frac{d_{np}}{2} \quad (\text{кН} \cdot \text{м})$$

2. Определим момент от возможного буксования роликов по металлу при случайном упоре металла в препятствие. Например: в направляющие линейки, установленные по длине рольганга

$$M_{\text{бук.p}} = Q'_{\text{м}} \cdot \mu_{\text{б.p}} \cdot \frac{dp}{2} \quad (\text{кН} \cdot \text{м})$$

3. Определим суммарный статический момент

$$M_{\text{ст.p}} = M_{\text{тр.p}} + M_{\text{бук.p}} \quad (\text{кН} \cdot \text{м})$$

4. Определим динамический момент, возникший при транспортировке металла с ускорением

$$M_{\text{дин}} = 18 \frac{m \cdot m^2}{c^2} \quad (\text{кН} \cdot \text{м})$$

где: $m_{\text{р}}$ – масса ролика рольганга

$M_{\text{р}}$ – масса металла

$D_{\text{р}}$ – диаметр инерции вращающихся роликов

$$D_{\text{и}} = \frac{1,4 \cdot dp}{2} = 0,7 \cdot dp = 0,45 \cdot 0,7 = 0,31 \text{ м}$$

q_{w} – угловое ускорение ролика рольганга

$$q_{\text{w}} =$$

5. Суммарный момент привода роликов рольганга

$$M_{\text{рол}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}} \quad \text{кН} \cdot \text{м}$$

6. Определим мощность требующуюся для вращения роликов рольганга

$$N_{\text{рол}} = M_{\text{рол}} \cdot W_{\text{р}} = 28,4 \cdot 4,4 = 125 \text{ кВт}$$

$W_{\text{р}}$ – угловое ускорение роликов рольганга

$$W_{\text{р}} = \frac{v}{dp12}$$

7. Определим мощность электродвигателя привода рольганга

$$M_{\text{рв}} = \frac{N_{\text{рол}}}{\eta} \quad \text{кВт}$$

где $\eta = 0,9$ – КПД передачи от двигателя к роликам

Лабораторная работа № 1

Тема: Проверка электродвигателя на время его разгона

Двигатель должен разгонять механизм за достаточно короткий промежуток времени, иначе будет низкой производительность крана. Но и слишком быстрый разгон не желателен, так как он будет сопровождаться значительными ускорениями и динамическими нагрузками, приводящими к раскачиванию груза, некомфортным условиям работы крановщика, к снижению сроков службы элементов крана.

Оптимальным временем разгона электродвигателя с короткозамкнутым ротором, не оборудованного системой тиристорного

регулирования частоты вращения, считают $t_p = 1 - 2$ с. Если же механизм приводится электродвигателем с фазным ротором, запуск которого осуществляется ступенчато с помощью контролёра, то время разгона принимают равным:

- 1-3 с при грузоподъёмности до 20т
- 3-6 с при грузоподъёмности до 40т
- 6-8 с при грузоподъёмности до 80т
- 8-10 с при грузоподъёмности до 200т

Обычно проверяют электродвигатель на время его разгона в случае движения груза вверх, так как режим опускания груза в динамическом отношении менее опасен, чем другие режимы. Для упрощения расчетов принимают, что разгон системы «механизм-груз» происходит под действием постоянного по величине среднепускового момента двигателя. Такой подход дает возможность рассчитывать время разгона по формуле

$$t_p = \frac{GD_{np}^2 n_\delta}{375 M_{изб}} \text{ (с)}$$

где GD_{np} - приведённый к быстроходному валу маховой момент механизма и груза, равный в свою очередь

$$GD_{np}^2 = K(GD_p^2 + GD_m^2) + 0,1 \frac{GV_{zp}^2}{n_\delta^2} \text{ (Н} \cdot \text{м}^2\text{)}$$

где $K=1,25$ – коэффициент, учитывающий массы, вращающиеся на отдалённых от электродвигателя валах механизма;

$$GD_p^2 - \text{маховой момент ротора электродвигателя (Н} \cdot \text{м}^2\text{),}$$

указанный в прил.3.

GD_m^2 - маховой момент муфты, соединяющей вал электродвигателя с редуктором (Н·м²), значения которого приведены в прил. 5. При подборе электродвигателя из других источников там может быть указан не маховой момент ротора, а его момент инерции I_p . Для пересчёта применяют формулу $GD_p^2 \approx 40I_p$;

G - вес поднимаемого груза вместе с грузозахватом (Н);

V_{zp} - заданная скорость подъёма груза (м/мин);

n_δ – частота вращения выбранного электродвигателя (об/мин);

$M_{изб}$ – избыточный момент, создаваемый электродвигателем и затрачиваемый на преодоление инерции покоя масс механизма и груза (Н·м)

$$M_{изб} = M_{ср.н} - M_{ст.д},$$

$M_{ср.н}$ - среднепусковой момент двигателя, равный для короткозамкнутого двигателя

$$M_{ср.н} = 0,7 \div 0,8 M_{макс} \quad (\text{Н}\cdot\text{м})$$

$M_{макс.}$ - максимальный вращающий момент электродвигателя, значение которого указано в прил.3.

У электродвигателя с фазным ротором

$$M_{ср.н.} \approx 1,6 M_n \quad (\text{Н}\cdot\text{м})$$

$$\text{где } M_n = \frac{9950 N_\delta}{n_\delta} \quad (\text{Н}\cdot\text{м})$$

N_δ, n_δ - номинальная мощность в кВт и частота вращения выбранного электродвигателя в об/мин;

$M_{ст.д}$ - приведённый к валу электродвигателя статический момент, расчёт которого указан в разд. 5.5.11.

Применяя указанные формулы, можно достаточно просто рассчитать время разгона электродвигателя с короткозамкнутым ротором. Для электродвигателя с фазным ротором этот расчет является более сложным, т.к. его разгон осуществляется ступенчато с более плавным выходом на номинальную частоту вращения. В этих условиях расчет t_p для электродвигателя с фазным ротором не актуален и его можно не проводить.

Определив время разгона электродвигателя с короткозамкнутым ротором, следует проверить не превышает ли среднее ускорение от разгона допустимое ускорение (табл. 5.10) Среднее ускорение, действующее при разгоне равно

$$j_p = \frac{V^{сп}}{t_p} \quad (\text{м/с}^2)$$

Если условие $j_p \leq j_\delta$ не выполнено, что возможно при излишне быстром разгоне электродвигателя, то следует подобрать другой электродвигатель с уменьшенной мощностью и повторить те расчеты, на которых отразится эта замена.

Таблица 5.10

Грузоподъёмные	Допускаемые ускорения $j_\delta, \text{м/с}^2$
----------------	--

механизмы	
Монтажные мостовые и башенные краны	0,1
Краны, предназначенные для обслуживания механосборочных цехов, складов (козловые, стреловые, консольные, мостовые)	0,2
Перегрузочные грейферные стреловые краны	0,8

Лабораторная работа № 2

Тема: Определение коэффициента пусковой перегрузки электродвигателя

Как и время разгона t_p , этот параметр работы электродвигателя рассчитывают только для электродвигателей с короткозамкнутым ротором. Коэффициент пусковой перегрузки φ определяют как отношение момента сопротивления на валу электродвигателя в период его разгона $M_{\text{пуск}}$ к номинальному моменту электродвигателя M_n (разд. 5.5.13.1)

$$M_{\text{пуск}} = \frac{GD_{np}^2 n_{\partial}}{375 t_p} + M_{\text{ст.д.}} \quad (\text{Н}\cdot\text{м})$$

Расчет коэффициента пусковой перегрузки покажет, что электродвигатель к механизму подобран правильно при выполнении следующего условия

$$\varphi = \frac{M_{\text{пуск}}}{M_n} \leq \varphi_{\text{пред}},$$

$\varphi_{\text{пред}}$ - предельно допустимое значение коэффициента пусковой перегрузки, указываемое обычно в справочниках по электродвигателям. Этот коэффициент можно также рассчитать по формуле

$$\varphi_{пред} = \frac{M_{макс}}{M_n},$$

$M_{макс}$ - максимальный момент, который способен развить электродвигатель в переходных пусковых процессах; его значения указаны в прил.3.

В эти формулы подставляют фактическое расчётное значение t_p из предыдущего раздела и паспортные величины частоты вращения и мощности выбранного электродвигателя

5.5.13.3 Проверка времени торможения механизма

Продолжительность срабатывания тормоза проверяют при движении груза вниз, когда силы инерции препятствуют торможению процесс в динамическом отношении оказывается более сложным, чем при подъёме груза. Время торможения рассчитывают по формуле

$$t_T = \frac{GD_{np}^2 n_d}{375(M_{Т.Н} - M_{СТ.Т})} \quad (с),$$

где $M_{Т.Н}$ и $M_{СТ.Т}$ - номинальный тормозной момент выбранного тормоза и статический момент сопротивления при торможении, значения которых получены в разд. 5.5.12.

Среднее замедление при торможении составляет

$$j_T = \frac{V_{сп}}{t_T} \quad (м/с^2)$$

Оно не должно превышать допустимое ускорение j_d (табл. 5.10). Но если процесс торможения окажется растянутым во времени, то следует заменить тормоз на другой с увеличенным тормозным моментом.

Лабораторная работа № 3

Тема: Крановые механизмы передвижения

Механизмы передвижения предназначены для перемещения груза в горизонтальной плоскости. По схеме исполнения они бывают двух типов: с приводными колесами или с канатной тягой. Механизм с приводными колесами широко применяется на мостовых, козловых и башенных кранах, а с канатной тягой - гораздо реже и преимущественно для привода грузовой тележки козлового крана или грузовой каретки башенного крана с балочной стрелой.

Механизмы с приводными колесами могут иметь центральный или отдельный привод. На большинстве грузоподъемных кранов устанавливают механизмы с отдельным приводом. Но на мостовых кранах с пролетом менее 16 м оказывается экономически целесообразным применять центральный привод, соединяя его с приводными колесами длинными трансмиссионными валами.

Расчет кранового механизма передвижения независимо от схемы его исполнения включает в себя следующие этапы: определение сопротивлений передвижению и мощности приводного электродвигателя, передаточного числа механизма, параметров редуктора, тормоза и соединительных муфт, проверку запаса сцепления колес с рельсами. Расчет начинают с выбора размеров ходовых колес, в качестве которых применяют цельнокатанные или штампованные стальные колеса, изготовленные из стали марки 65Г. Поверхности катания крановых колес, подверженные интенсивному износу, дополнительно упрочняются.

По конструкции крановые колеса подразделяются на двухребордные, однорребордные и безребордные. Реборды, направляя движение колес по рельсам и предотвращая их сход, воспринимают на себя горизонтальные поперечные силы, неизбежно возникающие в процессе передвижения крана или тележки. Скольжение реборд по рельсам увеличивает сопротивление передвижению, а колеса изнашиваются и становятся непригодными к дальнейшей эксплуатации. Особенно это явление заметно в крановых колесах с цилиндрической поверхностью катания, способствующей перекосам крана. Поэтому для снижения перекосных нагрузок применяют ходовые колеса с конической поверхностью катания, установленные так, чтобы большие основания конусов были обращены внутрь колеи подкранового пути. При таком расположении колес автоматически устраняются перекосы крана, так как у колеса отставшей стороны диаметр круга катания, а значит и скорость качению по рельсу, увеличивается, а у колеса забежавшей стороны - уменьшается.

Максимальное вертикальное усилие, приходящееся на одно ходовое колесо крана (тележки) подсчитывается по формуле

$$P = \frac{(Q_{\text{зр}} - Q_{\text{кр}})gK_1K_2}{Z} \quad (\text{кН}),$$

где $Q_{\text{зр}}$ - заданная грузоподъёмность крана, т;

$Q_{\text{кр}}$ - масса крана или тележки, т;

g - ускорение свободного падения, м/с²;

Z - число опорных колёс крана (тележки) ;

K_1 -коэффициент неравномерности нагружения колёс, принимаемый в грузёном состоянии $K_1=1,1$, а в порожнем $K_2=0,9$;

K_2 – коэффициент перегрузки, учитывающий дополнительные силы связанные с ударами при движении по неровностям пути.

Ориентировочные значения этого коэффициента приведены в табл. 5.11.

Массу крана или тележки рассчитывают по следующим эмпирическим формулам.

Для мостового крана

$$Q_{\text{кр}} = 0,96Q_{\text{зр}} + 0,84L \quad (т),$$

где L - пролёт крана в м.

Массу грузовой тележки двухбалочного мостового крана принимают равной

$$Q_{\text{тел}} = 0,25 - 0,35Q_{\text{зр}} \quad \text{для режимных групп 1М, 2М}$$

$$Q_{\text{тел}} = 0,4 - 0,5Q_{\text{зр}} \quad \text{для режимных групп 5М, 6М}$$

Массу электрических талей, применяемых в однбалочных кранах принимают по её паспортным данным.

Для козлового крана

$$Q_{\text{кр}} = Q_{\text{зр}} \left(2,6 + 0,4 \frac{L_K}{L} \right), \quad \text{т}$$

где L_K - длина кранового моста с консолями, м.

Для башенного крана с подъёмной стрелой

$$Q_{\text{кр}} = 0,31Q_{\text{зр}} R \sqrt{\frac{H}{Q_{\text{зр}}}}, \quad \text{т}$$

Со стрелой балочного типа

$$Q_{кр} = 0,36Q_{ср} R \sqrt{\frac{H}{Q_{ср}}}, \text{ Т}$$

В формулах R – вылет крана, м;

H - высота подъёма груза, м.

Масса грузовой каретки башенного крана

$$Q_{кар} \approx 0,3 \div 0,45 \text{ т}$$

Таблица 5.11

Скорость передвижения $V_{п}$, м/с	Значение коэффициента K_2
до 0,2	1
0,2-0,5	1,1
0,5-1,0	1,2
1,0-1,4	1,3
1,4-2,0	1,4
свыше 2,0	1,6

Ориентируясь на максимальное значение расчетного усилия P , находят основные размеры ходового колеса: его наружный диаметр по поверхности катания D_k и диаметр цапфы по посадке подшипника d_n (табл. 5.12). После этого рассчитывают сопротивление передвижению крана (тележки).

Статическое сопротивление передвижению тележки или крана может включать в себя следующие составляющие

$$W_{ст} = W_{тр} + W_y + W_в \text{ (кН)},$$

где $W_{тр}$. - сопротивление от сил трения;

W_y - сопротивление, вызываемое уклоном рельсового пути;

$W_в$ - сопротивление от ветровой нагрузки; принимается в расчет, когда грузоподъемный кран предназначен для работ на открытом воздухе.

Таблица 5.12

Размеры ходовых колёс

Максимальная статистическая нагрузка P , кН	D_k , мм	d_n мм
30-50	200	35
50-100	250	45
100-200	320	55

200-250	400	70
250-320	500	90
320-500	560	110
	630	110
	710	125
	800	140

Сопротивление от сил трения для кранов или тележек, оснащенных ходовыми колесами с ребордами, определяют по формуле для крана:

$$W_{mp} = (Q_{кр} + Q_{zp})g \frac{(fd_n + 2\mu)K_p}{D_k}, \text{ (кН)}$$

для тележки

$$W_{mp} = (Q_{тел} + Q_{zp})g \frac{(fd_n + 2\mu)K_p}{D_k}, \text{ (кН)}$$

где f - приведенный коэффициент трения в подшипниках колес, равный $f=0,015$ при шариковых или роликовых подшипниках или $f=0,1$ при наличии подшипников скольжения;

μ - коэффициент трения качения колеса по рельсу; в конкретном случае имеет физическую размерность в мм (табл. 5.13), поэтому значения D_k и d_n следует подставлять в формулы в той же размерности;

K_p - коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления от скольжения реборд колес по головке рельса при перекосах крана. Значение этого коэффициента зависит от многих факторов (величины кранового пролета, состояния подкранового пути, от того центральный или раздельный привод механизма передвижения, конические или цилиндрические поверхности катания ходовых колес) и находится в пределах $K_p=1,1 \div 2,5$. При больших пролетах, неудовлетворительном состоянии подкранового пути, раздельном приводе колес с цилиндрической поверхностью катания принимают верхние значения коэффициента.

Таблица 5.13

Значения коэффициента μ

Форма головки рельса	Диаметр ходового колеса D_k , мм			
	200-320	400-500	630-700	800
Плоская	0,3	0,5	0,6	0,65
Закруглённая	0,4	0,6	0,8	1,0

Соппротивление, вызываемое уклоном рельсового пути определяют по формулам

$$\text{для крана: } W_y = \alpha(Q_{кр} + Q_{сп})g \text{ (кН),}$$

$$\text{для тележки: } W_y = \alpha(Q_{мел} + Q_{сп})g \text{ (кН),}$$

где α - продольный уклон рельсового пути, принимаемый для мостовых кранов 0,001 и подтележного пути мостового крана 0,002, для козловых кранов 0,003 и для башенных кранов 0,005.

Соппротивление, создаваемое ветровой нагрузкой, рассчитывают по формулам

$$\text{для крана: } W_B = \frac{P_B (F_{кр} + F_{сп})}{1000} \text{ (кН);}$$

$$\text{для тележки: } W = \frac{P_B (F_{мел} + F_{сп})}{1000} \text{ (кН)}$$

где $F_{кр}$, $F_{сп}$, $F_{мел}$ - площади крана, груза, тележки, воспринимающие ветровую нагрузку, в м². Подветренную площадь крана и тележки определяют приблизительно посредством соответствующих измерений их габаритных размеров на чертежах, а площадь груза рассчитывают по эмпирической формуле

$$F_{сп} = 3,2\sqrt{Q_{сп}};$$

P_B - распределенная ветровая нагрузка, Па,

$$P_B = q_0 n c \beta,$$

q_0 - скоростной напор ветра на высоте 10 м от поверхности земли, в расчетах принимают для предельно допустимого ветра рабочего состояния крана $q_0 = 150$ Па;

n - поправочный коэффициент, учитывающий высоту крана. Его значения:

$$n = 1,32 \text{ при высоте крана}$$

$$10 \div 20 \text{ м,}$$

20 ÷ 30 м

$n = 1,5$ при высоте крана

30 ÷ 40 м

$n = 1,7$ при высоте крана

40 ÷ 60 м

$n = 1,8$ при высоте крана

60 ÷ 80 м

$n = 2,1$ при высоте крана

$n = 2,24$ при высоте крана 100 м

C - коэффициент, учитывающий аэродинамические качества крановой конструкции. Для конструкций, выполненных из труб большого диаметра $c=0,6-0,8$; для кабин, контргрузов, канатов $c=1,2$, для решетчатых ферменных конструкций из труб $c=1,3 \div 1,8$, из уголков $c = 2,0 \div 2,8$, для сплошностенчатых коробчатых конструкций $c=1,4+1,6$.

Как видно трубчатые конструкции имеют улучшенные аэродинамические качества, т.е. воспринимают ветровую нагрузку в меньшей степени, чем уголкового. Этим объясняется широкое применение трубчатых конструкций в современных башенных кранах.

β - коэффициент, учитывающий пульсирующий характер ветровой нагрузки. Его принимают в расчетах равным

$\beta = 1,9$ для кранов высотой до

20 м

$\beta = 1,8$ для кранов высотой до

60 м

$\beta = 1,6$ для кранов высотой до

200 м

Если грузоподъемный кран предназначен для работы в закрытом помещении, то в расчетах составляющую W_e не учитывают.

Статическая мощность электродвигателя привода механизма передвижения равна

$$N_{cm} = \frac{W_{cm} V_n}{\eta_m} \text{ (кВт)}$$

где сопротивление W_{ct} дается в кН, а скорость передвижения V_n в м/с;

$$\eta_m = 0,8 \div 0,9 - \text{КПД механизма передвижения.}$$

Пусковая мощность электродвигателя выше статической, так как необходимо преодолеть силу инерции $W_{ин}$ поступательно движущихся масс крана (тележки) и вращающихся масс самого механизма, а также дополнительное сопротивление W_p , вызываемое раскачиванием груза на гибкой подвеске.

$$W_{ин} = \delta(Q_{кр} + Q_{зр}) \frac{V_n}{t_p} \text{ (кН);}$$

$$W_p = (Q_{зр} + Q_n) \frac{V_n}{t_p} \text{ (кН);}$$

В формулах массу крана $Q_{кр}$, груза $Q_{зр}$, крюковой подвески Q_n указывают в т, скорость передвижения V_n в м/с, время разгона механизма t_p в с.

δ -коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей механизма. Его принимают равным $\delta = 1,25$.

Значение t_p предварительно выбирают из диапазона $3 \div 8$ с с таким расчетом, чтобы величина ускорений $j = \frac{V_n}{t_p}$ не превышала бы допустимые ускорения j_d (табл. 5.10),

Таким образом, с учетом действующих сил инерции и раскачивания груза максимальное сопротивление передвижению при трогании на открытой площадке составит

$$W_{макс} = W_{тр} + W_y + W_{\epsilon} + W_{ин} + W_p \text{ (кН),}$$

а пусковая мощность электродвигателя

$$N_{пуск} = \frac{W_{макс} V_n}{\eta_m} \text{ (кВт)}$$

Если в приводе крана (тележки) установлены несколько электродвигателей, то статическую и пусковую мощность одного двигателя определяют по формулам

$$N_{\text{д.ст}} = \frac{N_{\text{ст}}}{Z_{\text{м}}}; \quad N_{\text{д.пуск}} = \frac{N_{\text{пуск}}}{Z_{\text{м}}}$$

где $Z_{\text{м}}$ - число механизмов передвижения.

Динамические расчеты механизма передвижения выполняют применительно к одному электродвигателю независимо от того, какое число механизмов установлено на грузоподъемном кране. Фактическая пусковая перегрузка электродвигателя оценивается коэффициентом Φ_{ϕ} по формуле

$$\Phi_{\phi} = \frac{N_{\text{д.пуск}}}{N_{\text{д.ст}}}.$$

Подбирая по каталогу или в прил. 3 типоразмер электродвигателя, исходят из того, чтобы номинальная его мощность при заданном режиме работы несколько превышала расчетную статическую мощность, а коэффициент перегрузки Φ_{ϕ} оставался бы ниже табличного значения коэффициента $\Phi_{\text{м}}$. Так как в каталогах не всегда приводится величина $\Phi_{\text{м}}$, то необходимо знать, как ее определить расчетным путем

$$\Phi_{\text{м}} = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{н}}}$$

где $M_{\text{макс}}$ и $M_{\text{н}}$ - максимальный и номинальный моменты, всегда указываемые в справочниках по электродвигателям. Расчетная формула для определения $M_{\text{н}}$ приведена в разд. 5.5.13.

Завершив подбор электродвигателя, необходимо еще проверить подходит ли он по условиям пуска: времени разгона t_p и действующим при пуске ускорениям j .

$$t_p = \frac{GD_{\text{нр}}^2 n_{\text{д}}}{375 M_{\text{у}}} \quad (\text{с});$$

$$j = \frac{V_{\text{н}}}{t_p} \quad (\text{м/с}),$$

где $GD_{\text{нр}}^2$ - маховой момент механизма передвижения, приведённый к быстроходному валу.

$$GD_{np}^2 = 1,25(GD_{пот}^2 + GD_{муфты}^2) + \frac{0,1(G_{кр} + G_{гп})V_n^2}{n_0^2 Z_M},$$

где $G_{кр}$, $G_{гп}$ - вес крана и груза, Н

V_n - скорость передвижения крана, м/мин

n_0 - частота вращения электродвигателя, об/мин

Подробно с расчетом махового момента можно ознакомиться в разделе 5.5.13;

M_u - избыточный момент, развиваемый электродвигателем в период разгона механизма

$$M_u = M_{ср.п} - M_{ст.д};$$

$M_{ср.п}$ - средний пусковой момент, расчет которого приведен в разд. 5.5.13.

$M_{ст.д}$ - статический момент сопротивления, приведенный к валу электродвигателя. Для механизма передвижения он равен

$$M_{ст.д} = \frac{W_{ст} D_{к}}{2Z_M i_M \eta_M}$$

где i_M - передаточное число механизма

$$i_M = \frac{n_0}{n_K}.$$

D_K , n_K - диаметр и частота вращения приводного колеса

$$n_K = \frac{V_n}{\pi D_K},$$

Расчет $M_{ст.д}$ основан на предположении, что при наличии двух и более механизмов; передвижения нагрузка между ними распределена равномерно.

Цель этого этапа расчета механизма передвижения состоит в том, чтобы при его разгоне действующие ускорения j не превышали допустимые значения ускорений j_0 (табл. 5.10). Если этого удалось достигнуть, то электродвигатель подобран правильно.

Чтобы обеспечить необходимую скорость передвижения часто дополнительно к редуктору в механизм включают открытую зубчатую передачу. Тогда

$$i_m = i_p \cdot i_{z,n},$$

где i_p и $i_{z,n}$ - передаточные числа редуктора и открытой передачи.

Расчет начинают с подбора передаточного числа открытой передачи из стандартного ряда 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 5,0; 5,6. Затем выбирают тип редуктора. В механизмах передвижения тележек и кранов используют как правило вертикальные крановые редукторы типов ВК, ВКУ-М, ЦЗвк, ЦЗвкФ. Подбор типоразмера редуктора проводят по методике, изложенной в 5.5.10 для грузоподъемного механизма.

Расчет механизма передвижения завершают проверкой запаса сцепления крановых колес с рельсами и определением необходимого тормозного момента. Запас сцепления приводных колёс с рельсами считают достаточным, если выполнено условие

$$K = \frac{W_{сц}}{W_{макс}} \geq 1,2$$

где K - коэффициент запаса по сцеплению

$W_{сц}$ - сила сцепления приводных колёс с рельсами;

$W_{макс}$ - максимальное сопротивление передвижению при трогании с места крана (тележки), рассчитанное без учета массы груза. Известно, что при трогании без груза запас сцепления колес с рельсами оказывается минимальным. Поэтому в расчетных формулах для $W_{тр}$, W_y , W_w , W_e , W_p в этом случае значение $Q_{ср}$ не учитывают.

Сила сцепления колёс с рельсами равна

$$W_{сц} = G_{сц} \cdot \varphi_{сц},$$

где $\varphi_{сц}$ - коэффициент сцепления колёс с рельсами, принимаемый

при работе на открытых площадках $\varphi_{сц} = 0,12$ и в закрытом помещении

$\varphi_{сц} = 0,2$;

$G_{сц}$ - сцепной вес крана (тележки)

$$G_{сц} = \frac{Q_{ср} g Z_6}{Z} \quad (\text{кН})$$

где Z_6 - число ведущих колес, а Z - общее число колес.

Для определения необходимого тормозного момента M_T задаются средним значением замедления крана (тележки) при их остановке $j_{ср} = 0,45 \text{ м/с}^2$. Тогда время торможения будет равно

$$t_T = \frac{V_n}{j_{cp}} \quad (c)$$

Избыточный момент, создаваемый тормозом одного механизма передвижения, равен

$$M_{изб} = \frac{GD_{np}^2 n_{\partial}}{375 t_T} \quad (\text{Нм})$$

Следовательно, необходимый тормозной момент для этого механизма

$$M_T = M_{изб} - M_C^T$$

где M_C^T - момент сопротивления на валу электродвигателя при торможении.

$$M_C^T = \frac{W_{CT} D_K \eta_M}{2 Z_M i_M} \quad (\text{Нм})$$

Ориентируясь на полученное значение M_T подбирают для механизма стандартный тормоз (прил. 6), развиваемый тормозной момент $M_{ТН}$ которого не ниже M_T .

Лабораторная работа № 4 **Тема: Крановые поворотные механизмы**

Механизмы поворота служат для приведения во вращение металлоконструкции крана и груза. Принципиальное отличие работы механизма поворота от рассмотренных ранее механизмов подъема и перемещения заключается в том, что при повороте отсутствуют поступательно движущиеся массы - имеются только вращающиеся массы. Механизмы поворота устанавливают либо на неподвижной части крана и тогда поворотная часть обкатывается вокруг неподвижного механизма, либо на поворотной части. В последнем случае механизм поворота находится в движении вместе с поворотной частью, а его выходная шестерня обкатывает неподвижный зубчатый венец. В состав механизма поворота часто включают червячную передачу, позволяющую реализовать повышенное передаточное число механизма, достигающее $i_M=1000$. Тогда i_M разбивается следующим образом: червячная передача $i_q=30 \div 40$ и зубчатая пара $i_3=10 \div 25$. Применяют и планетарные редукторы, дающие возможность получения

весьма компактных устройств с высоким коэффициентом полезного действия. Предпочтительным является использование редукторов с вертикальным подключением фланцевого электродвигателя и вертикальным же расположением тихоходного вала, так как в таком исполнении отпадает необходимость установки открытой конической зубчатой передачи.

Для расчета механизма поворота в качестве исходных данных служат частота вращения поворотной части крана $n_{кр}$ и его максимальный вылет R . Остальные исходные данные остаются прежними, как и при проектировании других крановых механизмов. Как обычно, расчету механизма должны предшествовать выбор места расположения, компоновки и кинематической схемы механизма, конструкции опор поворотной части. В стационарных консольных кранах с неподвижно стоящей или вращающейся колонной, а также в велосипедных кранах в качестве опор используют подшипники качения, чаще всего для верхней опоры радиальные сферические осевые нагруженные, а для нижней опоры еще и воспринимающие вертикальные осевые нагрузки радиально-упорные. В башенных и в стреловых самоходных кранах в качестве опорно-поворотного устройства применяют шариковые или роликовые круги большого диаметра, которые способны воспринимать одновременно вертикальные и горизонтальные нагрузки, компактны, надежны и просты в обслуживании. В зависимости от грузоподъемности крана такие опорно-поворотные устройства могут быть однорядными или многорядными.

Первым этапом расчета поворотного механизма любой конструкции является определение опорных реакций и моментов сопротивления в опорах крана. У кранов на неподвижной или вращающейся колонне, в том числе у башенных с неповоротной башней, вертикальное усилие V (рис. 5.18) нагружающее опоры равно сумме весов всех поворачивающихся частей крана

$$V = G_{кр.л} + G_{эр.} + G_{пр.}$$

где $G_{кр.л}$ - суммарный вес элементов поворотной части, включающий вес металлоконструкций стрелы, механизмов и пр.; $G_{эр.}$ - вес груза, крюковой подвески и канатов; $G_{пр.}$ - вес противовеса, если он предусмотрен в конструкции крана.

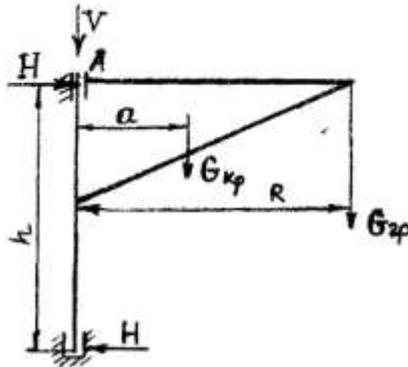


Рис. 5.18. Схема стрелового крана

Общий вес крана определяют по удельной металлоемкости $m_{уд}$, а вес отдельных его частей - на основании геометрических измерений длин и объемов по изображениям на чертежах и удельного веса применяемых материалов.

$$m_{уд} = \frac{Q_{кр}}{Q_{зр} R}$$

(т/тм),

где $Q_{кр}$, $Q_{зр}$, R - соответственно масса крана, его грузоподъемность и вылет.

Горизонтальное усилие H , действующее в верхней и нижней опорах, определяют путем составления уравнения моментов относительно верхней опоры (точка А)

$$H = \frac{G_{зр} R + G_{кр} a}{n}$$

Момент сопротивления от трения в опорах относительно оси колонны

$$M_C = M_V^H + M_H^H + M_H^B,$$

где M_V^H - момент трения в нижней опоре от усилия V ;

M_H^H , M_H^B - моменты трения в нижней и верхней опорах от усилия H .

$$M_V^H = V \frac{d_1}{2} f$$

где d_1 - диаметр цапфы по посадке радиально-упорного подшипника в нижней опоре;

$f=0,015$ - коэффициент трения в подшипнике качения.

$$M_H^H = V \frac{d_1}{2} f ;$$

$$M_H^B = V \frac{d_2}{2} f ;$$

где d_2 - диаметр цапфы по посадке радиального подшипника в верхней опоре.

Для настенного консольного крана с неповоротной колонной момент сопротивления повороту определяют по той же методике, как у крана с поворотной колонной. Но если для первого типа крана удельную металлоемкость принимают равной $m_{yd} \approx 0,5$ т/тм, то для второго типа $m_{yd} \approx 0,25$ т/тм.

В кранах с шариковым или роликовым опорно-поворотным устройством момент трения при вращении поворотной платформы рассчитывают с учетом давления на шары (ролики) от вертикальной нагрузки V и грузового момента M_{ep} , действующего на опорный круг в плоскости стрелы относительно оси круга. Считая вертикальную нагрузку равномерно распределенной между всеми телами качения, можно определить наибольшую нагрузку на одно тело по формуле

$$N = \left(V + 2,25 \frac{V_{ep}}{r_{кр}} \right) \frac{1}{n \sin \alpha} ,$$

где $r_{кр}$ - радиус беговой дорожки круга;

n - число тел качения;

α - угол наклона опорной реакции к горизонтали,

Расчетное значение усилия N позволяет подобрать по условиям прочности размеры тел качения. Момент же сопротивления вращению такого крана определяют согласно ГОСТ 13994-81 по формуле

$$M_c = \frac{f V r_{кр}}{\sin \alpha} \quad \text{при} \quad \frac{M_{ep}}{V} \leq \frac{r_{кр}}{2} ;$$

В периоды включений механизма поворота он дополнительно нагружается моментом сил инерции

$$M_u = I \varepsilon$$

где I - момент инерции вращающихся частей крана и механизма в $\text{т} \cdot \text{м}^2$;

ε - угловое ускорение крана в рад/с ;

$$I = \gamma \xi \sum m_i x_i^2,$$

где $\gamma = 1,2 \div 1,4$ - коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей поворотного механизма;

$\xi = 1,3 \div 1,4$ - коэффициент приведения геометрических радиусов вращения к радиусам инерции;

m_i - масса каждой участвующей во вращении части крана;

x_i - расстояние от центра массы i -ой части крана до оси его вращения.

Величина углового ускорения ε при разгоне механизма может быть найдена по допускаемому линейному ускорению груза j_d (табл. 5.10)

$$\varepsilon = \frac{j_d}{R};$$

Если грузоподъемный кран работает на открытом воздухе, то учитывают еще и момент сопротивления от ветровой нагрузки, максимальное значение которого равно

$$M_{\varepsilon} = P_{\varepsilon}^{no\varepsilon} l_n + P_{\varepsilon}^{cp} R + P_{\varepsilon}^{np} l_{np}$$

где $P_{\varepsilon}^{no\varepsilon}$, P_{ε}^{cp} , P_{ε}^{np} - соответственно ветровая нагрузка рабочего состояния на поворотную часть крана, груз и противовес;

l_n , l_{np} - расстояния по горизонтали от оси вращения крана

до центров ветрового давления поворотной части и противовеса.

Если грузоподъемный кран установлен на площадке с уклоном, то при повороте груз и элементы поворотной части перемещаются не в горизонтальной плоскости, а вверх или вниз под углом a к горизонтали. Особенно это обстоятельство характерно для стреловых самоходных или башенных кранов, допускаемый уклон подкранового пути которых составляет по нормам содержания $a=0,005$.

Связанное с уклоном дополнительное сопротивление повороту определяют по формуле

$$W_y = \alpha G_{cp},$$

а момент сопротивления от уклона

$$M_y = W_y R = \alpha G_{cp} R$$

Влиянием узлов крана в этом случае пренебрегают, полагая, что они при повороте уравновешивают друг друга.

Таким образом, с учетом сказанного выше максимальный момент сопротивления повороту крана составит

$$M_{\text{макс}} = M_c + M_u + M_e + M_y.$$

Необходимая статическая мощность привода механизма поворота для работы с номинальным грузом в закрытом помещении равна

$$N_{\text{ст}} = \frac{M_c n_{\text{кр}}}{9550 \eta_m} \quad (\text{кВт}),$$

где $n_{\text{кр}}$ – частота вращения крана (об/мин);

M_c - статический момент сопротивления (Нм);

В самых же неблагоприятных условиях работы (т.е с учетом уклона и ветровой нагрузки) статическую мощность электродвигателя определяют по формуле

$$N_{\text{ст}} = \frac{(M_c + M_e + M_y) n_{\text{кр}}}{9550 \eta_m},$$

а пусковую его мощность

$$N_{\text{пуск}} = \frac{(M_c + M_e + M_y + M_u) n_{\text{кр}}}{9550 \eta_m}.$$

Лабораторная работа № 5

Тема: Устойчивость свободно стоящих кранов.

Для свободно стоящих грузоподъемных кранов их устойчивость имеет первостепенное значение. Кран удерживается от опрокидывания благодаря удерживающему моменту $M_{\text{уд}}$, создаваемому силой тяжести крана относительно ребра его возможного опрокидывания. Потеря же устойчивости может произойти под действием опрокидывающего момента $M_{\text{опр}}$, являющегося произведением опрокидывающей силы (вес груза, сила давления ветра) на расстояние от точки приложения силы до ребра опрокидывания.

Согласно правилам Ростехнадзора всегда, даже при самых неблагоприятных сочетаниях действующих нагрузок, удерживающий момент должен превышать опрокидывающий не менее, чем на 15%. Для количественной оценки запаса устойчивости введены коэффициенты грузовой K_z и собственной K_c устойчивости крана. Грузовую устойчивость крана проверяют для расчётного случая (рис.6.1.), когда кран установлен на рабочей площадке с предельно допустимым уклоном в сторону груза. Груз номинальной массы поднимают при максимальном вылете стрелы, повернутой перпендикулярно к ребру возможного опрокидывания. Учитываются и дополнительные нагрузки: максимальная для рабочего состояния сила ветра P_{ϕ} , направленная в неблагоприятном направлении, силы инерции $P_{ин}$, возникающие при пусках и торможениях механизмов подъема, поворота и передвижения. В этих условиях коэффициент запаса грузовой устойчивости рассчитывают по формуле:

$$K_z = \frac{M_G - \sum M_{ин} - M_B}{M_{zp}} \geq 1,15.$$

При этом считают, что ветровая нагрузка приложена в центре парусности крана, а силы инерции в центре масс.

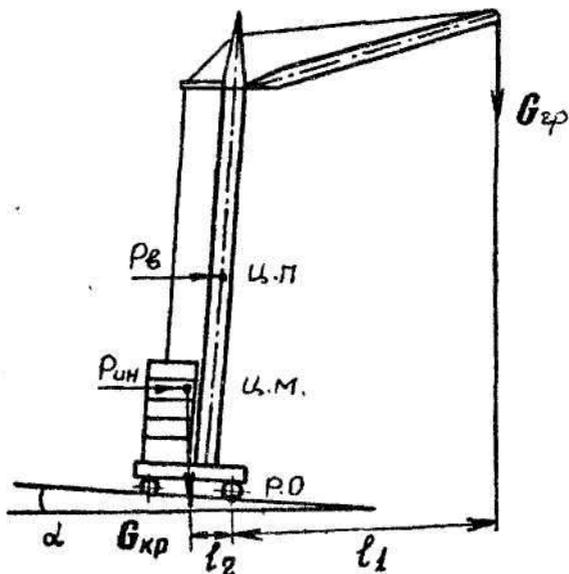


Рис. 6.1 Расчетная схема к определению коэффициента запаса грузовой устойчивости.

ц.п. - центр парусности крана,

ц.м. - центр масс крана,

р.о. - ребро возможного опрокидывания.

В формулу включены:

M_G - удерживающий момент создаваемый собственным весом частей крана;

$\sum M_{ин}$ - опрокидывающий момент от сил инерции с учетом центробежных сил поворачивающегося крана;

$M_в$ - опрокидывающий момент от силы ветра;

$M_{гр}$ - опрокидывающий момент от силы тяжести груза.

Иначе выглядит расчетная схема (рис.6.2,) при проверке запаса собственной устойчивости крана, который в этом случае установлен на

площадке с обратным уклоном в сторону противовеса. В том же направлении действует предельная ветровая нагрузка нерабочего состояния (табл. 6.1). Стрела поднята в положение минимального вылета, груз отсутствует.

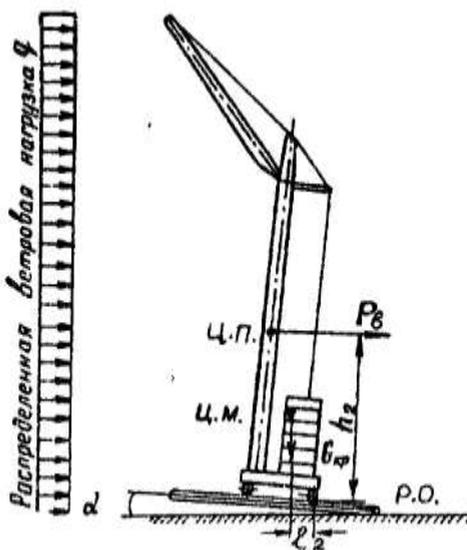


Рис. 6.2. Расчетная схема к определению коэффициента запаса собственной устойчивости

Поскольку в различных географических пунктах ветер неодинаков вся территория России разделена на семь расчетных районов с различными в каждом районе предельными значениями ветровых нагрузок. Европейская часть отнесена к районам 1-3, побережья южных морей и горные области Кавказа - к районам 4-5, а северные и северо-восточные побережья - к районам 6-7,

Таблица 6.1

Удельная ветровая нагрузка q

Ветровой район	1	2	3	4	5	6	7
Предельно возможная скорость ветра	21	24	27	30	33	37	40
q , Па	280	350	450	560	700	850	1000

Запас собственной устойчивости проверяют по формуле

$$K_c = \frac{M_G}{M_g} \geq 1,15.$$

К этому следует добавить, что правила Росгортехнадзора требуют при проверке устойчивости крана дополнительно рассчитывать значение коэффициента K_c по упрощенной методике без учета ветровых и инерционных нагрузок

$$K_c = \frac{M_G}{M_{gp}} \geq 1,4,$$

где M_G - удерживающий момент от веса частей крана, определяемый без учета уклона рабочей площадки.