



В. Г. Новоселов

# **ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

**Примеры расчетов механизмов кранов**

Екатеринбург  
УГЛТУ  
2024

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Уральский государственный лесотехнический университет»  
(УГЛТУ)

Кафедра механической обработки древесины

В. Г. Новоселов

## **ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

### **Примеры расчетов механизмов кранов**

Методические указания  
к выполнению практических заданий по дисциплине  
«Подъемно-транспортные машины в строительстве»  
для обучающихся по направлению подготовки  
«Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих  
производств» (бакалавриат),  
профиль «Промышленное деревянное домостроение».  
Все формы обучения

Печатается по рекомендации методической комиссии  
Инженерно-технического института УГЛТУ.

Протокол № 2 от 5 октября 2023 г.

Рецензент – доцент, канд. техн. наук *Е. Г. Кучумов*

Предназначены для всех обучающихся, осваивающих образовательные программы всех направлений и специальностей высшего образования, реализуемых в УГЛТУ.

Редактор Р. В. Сайгина  
Оператор компьютерной верстки О. А. Казанцева

---

Подписано в печать 05.08.2024

Плоская печать

Заказ №

Формат 60×84 /16

Печ. л. 2,56

Поз. 20

Тираж 10 экз.

---

Редакционно-издательский сектор РИО УГЛТУ  
Сектор оперативной полиграфии РИО УГЛТУ

## ВВЕДЕНИЕ

Учебная дисциплина «Подъемно-транспортные машины в строительстве» является специальной дисциплиной, имеет большое значение в практической деятельности. Понимание сущности и освоение методов расчета механизмов необходимо выпускникам для овладения соответствующими профессиональными компетенциями:

- способность применять систему фундаментальных знаний (математических, естественнонаучных, инженерных и экономических) для идентификации, формулирования и решения технологических проблем лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств;

- способность использовать пакеты прикладных программ для расчета технологических параметров процессов и оборудования;

- готовность обосновывать принятие конкретного технологического решения при разработке технологических процессов и изделий, а также выбирать технические средства и технологии с учетом экологических последствий их применения;

- владение методами исследования технологических процессов заготовки древесного сырья его транспортировки и переработки;

- способность выполнять поиск и анализ необходимой научно-технической информации, подготавливать информационный обзор и технический отчет о результатах исследований;

- готовность обоснованно выбирать оборудование, необходимое для осуществления технологических процессов.

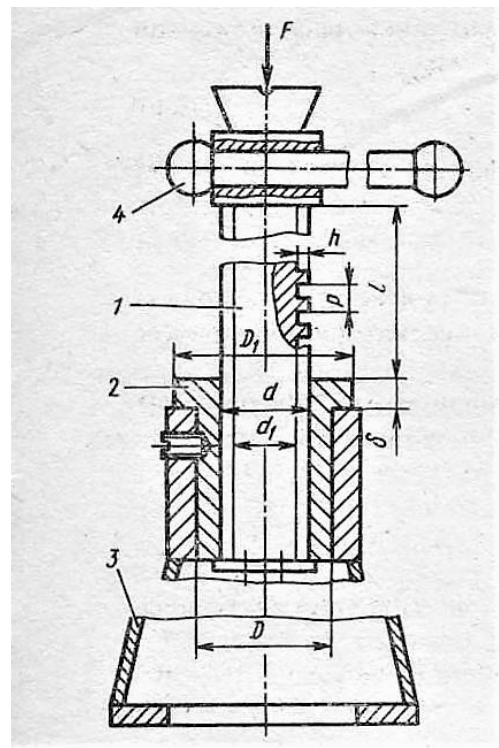
В примерах рассмотрены расчеты как ручных механизмов (домкрат, таль), так и механизмов с электроприводом (подъема груза, передвижения и поворота крана), а также – проверка стрелового крана на устойчивость. Учебно-методическое пособие снабжено необходимым минимумом справочного материала.

## Задача 1. Расчет винтового домкрата

**Условие.** В соответствии с исходными данными выполнить расчет винтового домкрата грузоподъемностью  $F = 60$  кН при высоте подъема груза  $L = 600$  мм. Материал винта – незакаленная сталь 40 (предел текучести  $\sigma_T = 340$  МПа), гайки – бронза БрОЦС 5-5-5 (предел текучести  $\sigma_T = 100$  МПа), допускаемое давление в резьбе  $[q] = 9$  МПа, коэффициент трения в резьбе  $f = 0,1$ . Внешний вид и расчетная схема домкрата приведены на рис. 1.1. Варианты исходных данных приведены в табл. 1.1



*a*



*б*

Рис. 1.1 – Внешний вид (а) и расчетная схема (б) винтового домкрата:

1 – винт; 2 – гайка; 3 – корпус; 4 – рукоятка

Таблица 1.1

Исходные данные для вариантов

$F, \text{кН}$ $L, \text{мм}$	30	40	50	60	70
400	1	2	3	4	5
500	6	7	8	9	10
600	11	12	13	14	15
700	16	17	18	19	20
800	21	22	23	24	25

## Решение:

1. Выбор типа и размеров резьбы.

1.1. Принимаем прямоугольную однозаходную ( $z = 1$ ) правую резьбу.

1.2. Средний диаметр резьбы из расчета на износостойкость, мм:

$$d_2 = \sqrt{F / (\pi \psi_H \psi_h [q])} = \sqrt{60 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 2,1 \cdot 0,5 \cdot 9)} = 44,96 \text{ мм} \quad (1.1)$$

где  $F$  – грузоподъемность домкрата, Н;  $\psi_H$  – коэффициент высоты гайки (для неразъемных гаек  $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$ );  $\psi_h$  – коэффициент высоты резьбы (для прямоугольной резьбы  $\psi_h = 0,5$ ).

Округляем результат до кратного 2 или 5. Принимаем  $d_2 = 45$  мм.

1.3. Высота резьбы:

$$h = 0,1d_2 = 0,1 \cdot 45 = 4,5 \text{ мм}. \quad (1.2)$$

Округляем до целого. Принимаем  $h = 5$  мм.

1.4. Наружный диаметр резьбы:

$$d = d_2 + h = 45 + 5 = 50 \text{ мм}. \quad (1.3)$$

1.5. Внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 = d_2 - h = 45 - 5 = 40 \text{ мм}. \quad (1.4)$$

1.6. Шаг резьбы:

$$p = \frac{h}{\psi_h} = \frac{5}{0,5} = 10 \text{ мм}. \quad (1.5)$$

1.7. Ход резьбы:

$$s = z \cdot p = 1 \cdot 10 = 10 \text{ мм}. \quad (1.6)$$

1.8. Угол подъема винтовой линии:

$$\beta = \arctan\left(\frac{s}{\pi d_2}\right) = \arctan\left(\frac{10}{\pi \cdot 45}\right) = 4^{\circ}3' . \quad (1.7)$$

1.9. Угол трения:

$$\varphi = \arctan(f) = \arctan(0,1) = 5^{\circ}43'. \quad (1.8)$$

Условие самоторможения:

$$\beta < \varphi: \quad 4^{\circ}3' < 5^{\circ}43'. \quad (1.9)$$

*Если не выполняется, увеличить  $d_2$ , не меняя  $h$ , пересчитать  $d$  и  $d_1$ .*

2. Проверка винта на прочность

2.1. Допускаемое напряжение для материала винта (сталь 40), МПа:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{340}{3} = 113 \text{ МПа}, \quad (1.10)$$

где  $n$  – коэффициент запаса прочности ( $n = 3 \dots 3,5$ ).

2.2. Коэффициент полезного действия винтовой пары:

$$\eta = \tan \beta / \tan(\beta + \varphi) = \tan 4^{\circ}3' / \tan(4^{\circ}3' + 5^{\circ}43') = 0,411. \quad (1.11)$$

2.3. Эквивалентное напряжение, МПа:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{экс}} &= \frac{4F}{(\pi d_1^2) \sqrt{1+1,6 \left[ \frac{p}{\eta d_1} \right]^2}} = \\ &= \frac{4 \cdot 60 \cdot 10^3}{(\pi \cdot 40^2) \sqrt{1+1,6 \left[ \frac{10}{(0,411 \cdot 40)} \right]^2}} = 60,5 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (1.12)$$

Условие прочности:

$$\sigma_{\text{экс}} \leq [\sigma]: \quad 60,5 \text{ МПа} < 113 \text{ МПа}. \quad (1.13)$$

*Если не выполняется увеличить  $d_1$ , пересчитать  $d$  и  $d_2$ .*

3. Проверка винта на устойчивость

3.1. Приведенный момент инерции сечения винта, мм<sup>4</sup>:

$$I = (\pi d_1^4 / 64)(0,4 + 0,6d / d_1) =$$

$$= \left( \pi \cdot \frac{40^4}{64} \right) \left( 0,4 + 0,6 \cdot \frac{50}{40} \right) = 1,445 \cdot 10^5 \text{ мм}^4. \quad (1.14)$$

3.2. Радиус инерции сечения винта, мм<sup>2</sup>:

$$i = \sqrt{I / (\pi d_1^2 / 4)} = \sqrt{1,445 \cdot 10^5 / (\pi \cdot 40^2 / 4)} = 10,7 \text{ мм}. \quad (1.15)$$

3.3. Гибкость винта:

$$\lambda = \mu L / i = 2 \cdot \frac{600}{10,7} = 112, \quad (1.16)$$

где  $\mu$  – коэффициент приведения длины винта, для домкратов  $\mu = 2$ .

3.4. Коэффициент запаса устойчивости

*При  $\lambda < 55$  дальнейшую проверку на устойчивость делать не нужно.*

*При  $\lambda = 55 \dots 90$  необходимо определить коэффициент запаса устойчивости  $n_y$ , который для вертикальных винтов должен быть не ниже 2,5.*

$$n_y = 0,25 \pi d_1^2 (580 - 3,8\lambda) / F. \quad (1.17)$$

При  $\lambda > 90$  коэффициент запаса устойчивости:

$$n_y = \frac{\pi^2 EI}{[F(\mu L)^2]} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,445 \cdot 10^5}{60 \cdot 10^3 (2 \cdot 600)^2} = 3,47 > 2,5, \quad (1.18)$$

где  $E$  – модуль продольной упругости для стали  $2,1 \cdot 10^5$  МПа.

*Если устойчивость винта не обеспечена, необходимо увеличить  $d_1$  и пересчитать  $d$  и  $d_2$ , не меняя другие параметры.*

4. Размеры гайки

4.1. Высота гайки:

$$H = \psi_H \cdot d_2 = 2,1 \cdot 45 \cong 95 \text{ мм}. \quad (1.19)$$

4.2. Наружный диаметр гайки:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40} + 50^2} = 66,4 \text{ мм}, \quad (1.20)$$



где  $[\sigma] = 40$  МПа – допускаемое напряжение растяжения для бронзы.

Округляем  $D$  до кратного 2 или 5. Принимаем  $D = 66$  мм.

4.3. Наружный диаметр фланца:

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{см}]} + D^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40} + 66^2} = 79 \text{ мм}, \quad (1.21)$$

где  $[\sigma_{см}] = 40$  МПа – допускаемое напряжение смятия для пары «бронза-чугун».

Округляем  $D_1$  до кратного 2 или 5. Принимаем  $D_1 = 80$  мм.

4.4. Толщина фланца:

$$\delta \geq \frac{F}{\pi[\tau_c]D} = \frac{60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25 \cdot 66} = 13,2 \text{ мм}, \quad (1.22)$$

где  $[\tau_c] = 25$  МПа – допускаемое напряжение среза для бронзы.

Округляем  $\delta$  до целого значения. Принимаем  $\delta = 14$  мм.

5. Размер рукоятки

5.1. Момент на оси винта, Н·мм:

$$\begin{aligned} M &= F \cdot d_2 \cdot \frac{\tan(\beta + \varphi)}{2} = \\ &= 60 \cdot 10^3 \cdot 45 \frac{\tan(4^{\circ}3' + 5^{\circ}43')}{2} = 202 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} . \end{aligned} \quad (1.23)$$

5.2. Длина рукоятки:

$$l_p = \frac{M}{F_p} + 50 = \frac{202 \cdot 10^3}{200} + 50 = 1060 \text{ мм}, \quad (1.24)$$

где  $F_p = 200$  Н – допускаемое усилие рабочего на рукоятке.

Округляем  $l_p$  до кратного 2 или 5.

5.3. Диаметр рукоятки:

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{M}{(0,1[\sigma])}} = \sqrt[3]{\frac{202 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 100}} = 26,3 \text{ мм}, \quad (1.25)$$

где  $[\sigma] = 100$  МПа допускаемое напряжение для материала рукоятки (сталь 40).

Округляем  $d_p$  до кратного 2 или 5. Принимаем  $d_p = 26$  мм.

*Размеры корпуса домкрата принимаются из конструктивно-технологических соображений.*

## Задача 2. Расчет ручной червячной тали

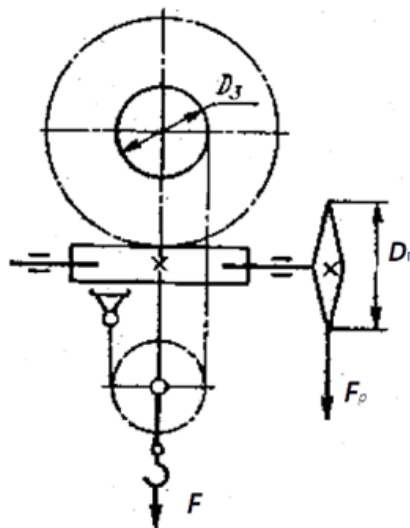
**Условие.** В соответствии с исходными данными (табл. 2.1) выполнить расчет ручной червячной тали грузоподъемностью  $F = 12$  кН. Диаметр делительной окружности приводной звездочки  $D_{\Pi} = 280$  мм, диаметр делительной окружности грузовой звездочки  $D_3 = 200$  мм. Передача открытая самотормозящая, материалы: колеса СЧ 20 ( $[\sigma_F] = 33$  МПА), червяка – сталь 40Х нормализованная, витки червяка не шлифованные. Усилие рабочего на приводной цепи принять  $F_p = 150$  Н.

Вид тали в разрезе и расчетная схема приведены на рис. 2.1. Червячная таль с пластинчатой грузовой цепью, образующей двукратный полиспаст, имеет крюковую подвеску 1 с подвижной звездочкой 2, подвешенной на пластинчатой шарнирной цепи 10. Приводной механизм состоит из червяка 9, на котором закреплена приводная звездочка 4 с калиброванной сварной бесконечной цепью 3, и из червячного колеса 7, выполненного литьем заодно с грузовой звездочкой 5. Грузовая звездочка приводит в движение грузовую пластинчатую цепь, от длины которой зависит высота подъема груза.

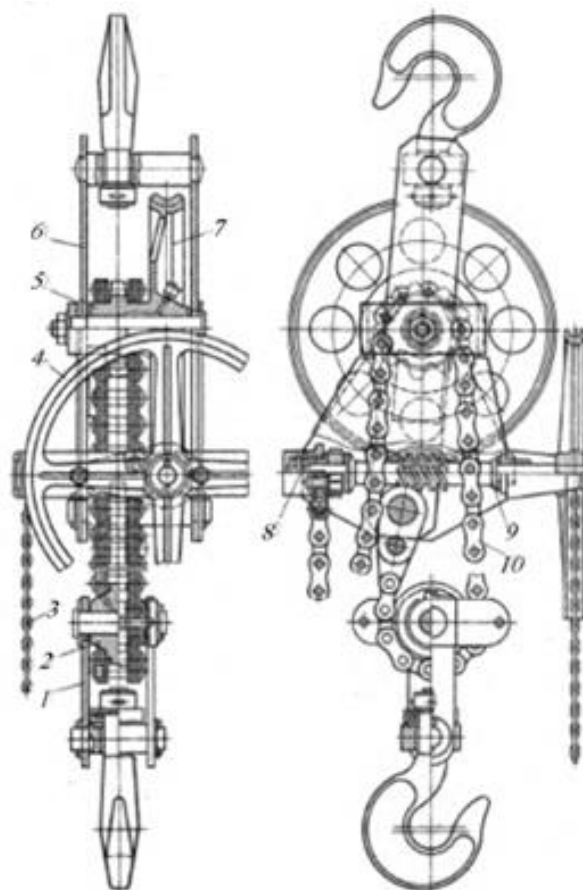
Таблица 2.1

Исходные данные для вариантов

$F, \text{кН}$ $D_{\Pi}, \text{мм}$	6	8	12	14	16
240	1	2	3	4	5
260	6	7	8	9	10
280	11	12	13	14	15
300	16	17	18	19	20
320	21	22	23	24	25



а)



б)

Рис. 2.1. Вид в разрезе (а) и расчетная схема (б) ручной червячной тали

## Решение:

1. Силовой и кинематический расчет тали

1.1. Из условия самоторможения принимаем однозаходный правый червяк ( $Z_1 = 1$ ).

1.2. Вращающие моменты на осях приводной ( $T_1$ ) и грузовой ( $T_2$ ) звездочек:

$$T_1 = F_p \cdot D_n / 2 = 150 \cdot 0,28 / 2 = 21 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.1)$$

$$T_2 = F \cdot D_3 / 4 = 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2 / 4 = 600 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.2)$$

1.3. Передаточное число червячной передачи:

$$i = T_2 / (T_1 \cdot \eta) = 600 / (21 \cdot 0,6) = 47,7, \quad (2.3)$$

где  $\eta$  – к.п.д. открытой самотормозящей червячной передачи, принимаем  $\eta = 0,6$ .

Округляем  $i$  до целого. Принимаем  $i = 48$ .

1.4. Число зубьев червячного колеса:

$$Z_2 = Z_1 \cdot i = 1 \cdot 48 = 48. \quad (2.4)$$

2. Расчет червячной передачи из условия прочности на изгиб зубьев

2.1. Угол подъема винтовой линии червяка:

$$\beta = \arctan(Z_1 / q) = \arctan(1/10) = 5^{\circ}4' \quad (2.5)$$

где  $q$  – коэффициент диаметра червяка, принимаем из стандартного первого ряда (6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25)  $q = 10$ .

2.2. Эквивалентное число зубьев червячного колеса:

$$Z_{v2} = Z_2 / (\cos \beta)^3 = 48 / (\cos 5^{\circ}40')^3 = 48,8 \quad (2.6)$$

2.3. Коэффициент формы зуба червячного колеса  $Y_{F2}$  (табл. 2.2)

Таблица 2.2

Коэффициент формы зуба

$Z_{v2}$	20	24	28	30	32	35	40	45	50	60	80
$Y_{F2}$	1,98	1,88	1,80	1,76	1,71	1,64	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34

Принимаем  $Y_{F2} = 1,45$ .

2.4. Условие прочности на изгиб зубьев червячного колеса:

$$\sigma_{F2} = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot F_{t2} \cdot K / (b_2 \cdot m) \leq [\sigma_F], \quad (2.7)$$

где  $F_{t2}$  – окружное усилие на делительной окружности червячного колеса.

Выразим все входящие величины через неизвестный модуль и известные величины:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{m \cdot Z_2}; \quad (2.8)$$

$K$  – коэффициент нагрузки, при постоянной нагрузке и скорости  $v < 3$  м/с  $K = 1$ ;

$b_2$  – ширина зубчатого венца червячного колеса:

$$b_2 = 0,75(q+2)m = 0,75(10+2)m = 9m; \quad (2.9)$$

$m$  – модуль червячного зацепления.

Сделав все подстановки (момент в Нм, напряжение в Па), получим:

$$\sigma_{F2} = 0,7 \cdot Y_{F2} \frac{2T_2 \cdot K}{m \cdot Z_2 \cdot 9m \cdot m} = 0,7 \cdot 1,45 \cdot \frac{2 \cdot 600 \cdot 1}{m \cdot 48 \cdot 9m \cdot m} \leq 33 \cdot 10^6$$

Или

$$\sigma_{F2} = \frac{2,82}{m^3} \leq 33 \cdot 10^6 \quad (2.10)$$

Выразив из (2.10) модуль  $m$  и приняв напряжение равным допусжаемому, получим:

$$m = \sqrt[3]{2,82 / (33 \cdot 10^6)} = 0,004 \text{ м,}$$

Принимаем модуль из стандартного первого ряда (1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0), мм  $m = 4$  мм.

### 3. Основные размеры червячной передачи

#### 3.1. Диаметр делительной окружности червяка:

$$d_1 = m \cdot q = 4 \cdot 10 = 40 \text{ мм.} \quad (2.11)$$

#### 3.2. Диаметр делительной окружности червячного колеса:

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 4 \cdot 48 = 192 \text{ мм.} \quad (2.12)$$

#### 3.3. Межосевое расстояние червячной передачи:

$$a_w = \frac{m(q+Z_2)}{2} = \frac{4(10+48)}{2} = 116 \text{ мм.} \quad (2.13)$$

## Задача 3. Расчет кранового механизма подъема груза

**Условие.** В соответствии с исходными данными (табл. 3.1) выполнить расчет механизма подъема груза массой  $Q = 5$  т при высоте подъема груза

$H = 12$  м со скоростью  $V_{гр} = 10$  м/мин. Группа классификации (режима) механизма М4.

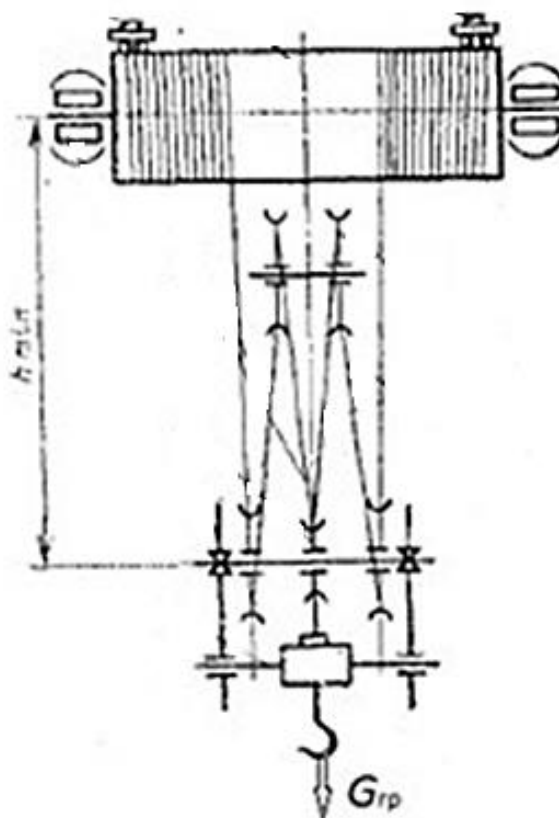
Таблица 3.1

Исходные данные для вариантов

$Q, T$ $V_{гр}, \text{м/мин}$	1	1,2	2	3,2	5	Группа классификации механизма
6	1	2	3	4	5	М1, М2
8	6	7	8	9	10	М3
10	11	12	13	14	15	М4
12	16	17	18	19	20	М5
14	21	22	23	24	25	М6
$H, \text{м}$	8	10	12	14	16	–

**Решение:**

1. Выбор схемы и расчет полиспаста (рис. 3.1)



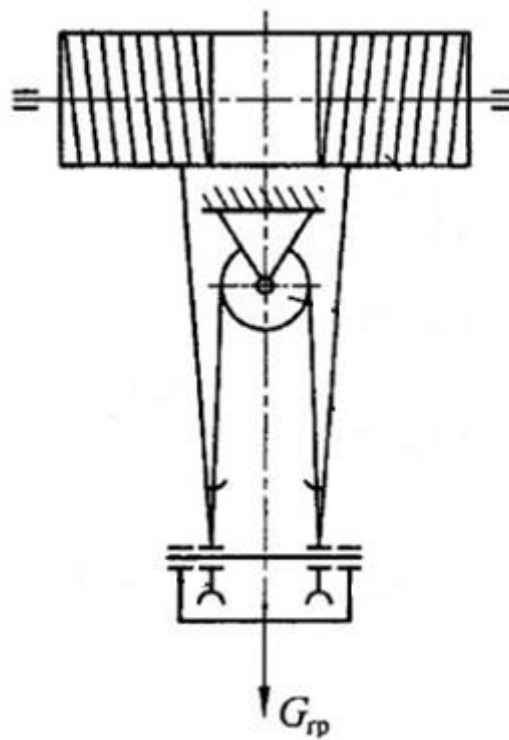
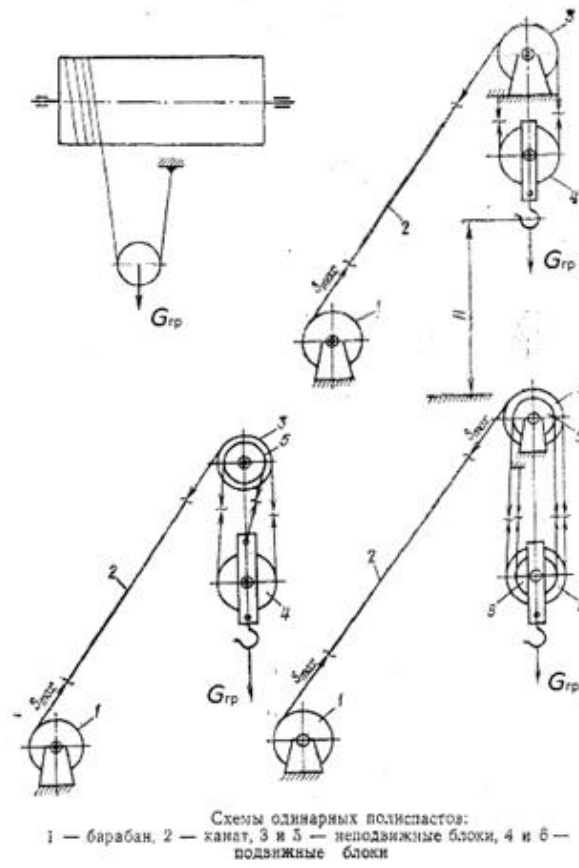


Рис 3.1. Схемы полиспастов

1.1. По грузоподъемности выбираем одинарный полиспаст ( $Z = 1$ ) с кратностью  $k = 2$  (рис. 3.2).

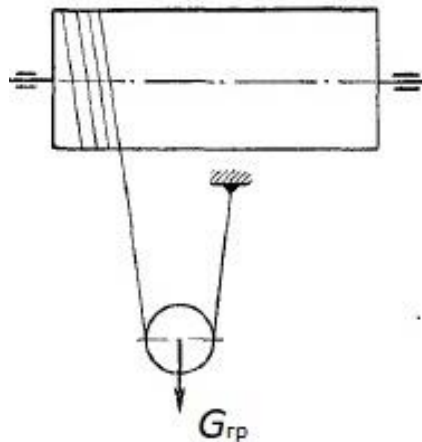


Рис. 3.2. Одинарный полиспаст

1.2. Передаточное число полиспаста:

$$i = \frac{k}{Z} = \frac{2}{1} = 2. \quad (3.1)$$

1.3. Коэффициент полезного действия:

$$\eta_n = \frac{(1 - \eta^k)}{(1 - \eta)k} = \frac{(1 - 0,98^2)}{(1 - 0,98) \cdot 2} = 0,99. \quad (3.2)$$

2. Выбор крюковой подвески

По грузоподъемности  $Q = 5$  т и группе классификации выбираем из прил. А Подвеску крюковую-5,0-14А-1-Д630-Д18 массой 120 кг.

3. Натяжение ветви каната, набегающей на барабан:

$$S_{max} = \frac{G_{zp} + G_n}{k \cdot \eta_n \cdot \eta^m} = \frac{(5 \cdot 10^3 + 120)9,8}{2 \cdot 0,99 \cdot 0,98^0} = 25341 Н. \quad (3.3)$$

4. Выбор каната

4.1. Для подъемного механизма принимается тип каната ЛК-Р-6х19+1ОС крестовой свивки. Согласно выбранной крюковой подвеске максимальный диаметр каната 18 мм.

4.2. Допускаемое разрывное усилие каната.



В соответствии с группой классификации М4 принимаем коэффициент запаса прочности  $n = 5,5$ , тогда

$$S_p = S_{max} \cdot n = 25341 \cdot 5,5 = 139378 \text{ Н} . \quad (3.4)$$

По прил. Б принимаем канат диаметром 18 мм из проволоки маркировочной группы 1570 Н/мм<sup>2</sup> с разрывным усилием 166000 Н.

## 5. Определение размеров барабана

5.1. По правилам Ростехнадзора минимальный диаметр барабана  $D_6$  (мм), измеряемый по впадинам канавок:

$$D_6 = d_k (e - 1) = 18(30 - 1) = 522 \text{ мм}, \quad (3.5)$$

где  $d_k$  – диаметр каната, мм;

$e$  – коэффициент (табл. 3.2), регламентированный нормами Ростехнадзора.

Таблица 3.2

Коэффициент диаметра барабана

Группа классификации механизма	М1	М2, М3	М4	М5, М6
Коэффициент $e$	20	25	30	35

$D_6$  округляется до кратного 2 или 5.

5.2. Номинальный диаметр барабана по центрам каната (мм):

$$D_n = D_6 + d_k = 522 + 18 = 540 \text{ мм}. \quad (3.6)$$

5.3. Число витков нарезки барабана:

$$m = z \left( \frac{H \cdot i \cdot 10^3}{\pi \cdot D_n} + m_s + m_k \right) = 1 \left( \frac{12 \cdot 2 \cdot 10^3}{\pi \cdot 540} + 1,5 + 2 \right) = 17,64 \quad (3.7)$$

Принимаем  $m = 18$ .

5.4. Шаг нарезки винтовых канавок:

$$t = (1,1 \dots 1,25) d_k = (1,1 \dots 1,25) 18 = 19,8 \dots 22,5 \text{ мм} \quad (3.8)$$

Принимаем  $t = 20$  мм

5.5. Длина нарезной части барабана:

$$L_n = m \cdot t = 18 \cdot 20 = 360 \text{ мм} \quad (3.9)$$

Полная длина барабана для сдвоенного полиспаста:

$$L_{\sigma} = L_n + a, \quad (3.10)$$

где  $a$  – расстояние между крайними блоками подвески.

5.6. Толщина стенки барабана:

$$\delta \geq \frac{S_{max}}{t \cdot [\sigma]} = \frac{25341}{20 \cdot 130} = 9.75 \text{ мм}, \quad (3.11)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение на сжатие (табл. 3.3)

Таблица 3.3

Допускаемое напряжение

Группа классификации	M1	M2, M3	M4	M5	M6
$[\sigma]$ , МПа (СЧ 24-44)	170	150	130	115	100

Принимаем  $\delta = 10$  мм.

## 6. Выбор электродвигателя

Статическая мощность двигателя:

$$N = \frac{(G_{zp} + G_n) V_{zp}}{60000 \cdot \eta_n \eta^m \eta_{\sigma} \eta_l} = \frac{(5 \cdot 10^3 + 120) 9.8 \cdot 10}{60000 \cdot 0.99 \cdot 0.98^0 \cdot 0.99 \cdot 0.98} = 8.71 \text{ кВт} \quad (3.12)$$

С учетом группы классификации по прил. В выбираем электродвигатель МТКФ 311-8 с параметрами:  $N_{дв} = 9$  кВт,  $n_{дв} = 670 \text{ мин}^{-1}$ ,  $M_{max} = 324 \text{ Нм}$ ,  $J_{дв} = 0.275 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $\psi_{min} = 1.2$ .

## 7. Выбор редуктора

7.1. Частота вращения барабана:

$$n_{\sigma} = \frac{i \cdot V_{zp} \cdot 10^3}{\pi \cdot D_n} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 10^3}{\pi \cdot 540} = 11.8 \text{ мин}^{-1} = 0.196 \text{ с}^{-1} \quad (3.13)$$

7.2. Требуемое передаточное число привода:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}} = \frac{670}{11,8} = 56,77. \quad (3.14)$$

7.3. Вращающий момент на тихоходном валу:

$$M = \frac{z \cdot S_{\text{max}} \cdot D_n}{2 \cdot \eta_{\text{б}}} = \frac{1 \cdot 25,341 \cdot 0,540}{2 \cdot 0,99} = 6,91 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (3.15)$$

С учетом группы классификации, вращающего момента на тихоходном валу 6,91 кН·м, ближайшего значения передаточного числа по приложению Г выбираем редуктор цилиндрический трехступенчатый 1ЦЗУ-250 с передаточным числом  $u_p=56$  и допускаемым моментом на тихоходном валу 8 кН·м.

8. Выбор тормоза

Необходимый тормозной момент для удержания груза:

$$M_T \geq k_m \frac{M}{u_p} \eta_n = 1,75 \frac{6,91}{56} 0,98 = 0,212 \text{ кН} \cdot \text{м} = 212 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.16)$$

где  $k_T$  – коэффициент запаса торможения (табл. 3.4);  $\eta_n = 0,98$  – к.п.д. грузовой лебедки.

Таблица 3.4

Коэффициент запаса торможения

Группа классификации механизма	М1,М2,М3	М4	М5	М6
Коэффициент запаса торможения, $k_T$	1,5	1,75	2,0	2,5

По прил. Д выбираем тормоз с электромагнитом переменного тока ТКТ-300/200:  $M_T = 240 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , диаметр тормозного шкива 300 мм, момент инерции тормозной муфты  $J_M = 1,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

9. Фактические кинематические параметры механизма

9.1. Частота вращения барабана:

$$n_{\text{б}} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_p} = \frac{670}{50} = 13,4 \text{ мин}^{-1}. \quad (3.17)$$

9.2. Скорость подъема груза:

$$V_{zp} = \frac{\pi \cdot D_n \cdot n_o}{i} = \frac{\pi \cdot 0,54 \cdot 13,4}{2} = 11,36 \frac{м}{мин} = 0,189 м/с . \quad (3.18)$$

10. Проверка времени пуска электродвигателя и ускорения груза

10.1. Номинальный момент на валу двигателя:

$$M_n = 9550 \frac{N_{дог}}{n_{дог}} = 9550 \frac{9}{670} = 128 Нм . \quad (3.19)$$

10.2. Статический момент на валу двигателя:

$$M_{дог} = \frac{M}{u_p \cdot \eta_l} = \frac{6,91}{50 \cdot 0,98} = 0,141 кНм = 141 Н \cdot м . \quad (3.20)$$

10.3. Средний пусковой момент двигателя:

$$M_n = \left( \frac{M_{max}}{M_n} + \psi_{min} \right) \frac{M_n}{2} = \left( \frac{324}{128} + 1,2 \right) \frac{128}{2} = 239 Н \cdot м . \quad (3.21)$$

10.4. Время пуска двигателя при подъеме груза:

$$t_n = \frac{\delta \cdot (J_{дог} + J_m) \cdot n_{дог}}{9,55(M_n - M_{дог})} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot V_{zp}^2}{n_{дог}(M_n - M_{дог}) \eta_n \eta^m \eta_o \eta_l} =$$

$$= \frac{1,2 \cdot (1,5 + 0,275) \cdot 670}{9,55(239 - 141)} + \frac{9,55 \cdot 5120 \cdot 0,189^2}{670 \cdot (239 - 141) \cdot 0,99 \cdot 0,98^0 \cdot 0,99 \cdot 0,98} = 1,55 с . \quad (3.22)$$

Время пуска находится в допустимых пределах 1...2 с.

10.5. Ускорение при подъеме груза:

$$a_n = \frac{V_{zp}}{t_n} = \frac{0,189}{1,55} = 0,122 м/с^2 \leq 0,6 \dots 0,8 м/с^2 . \quad (3.23)$$

10.6. Время торможения при опускании груза:

$$t_m = \frac{\delta \cdot (J_{\text{дв}} + J_m) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55(M_m - M_{\text{дв}})} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot V_{\text{сп}}^2 \eta_n \eta^m \eta_{\text{б}} \eta_{\text{л}}}{n_{\text{дв}} (M_m - M_{\text{дв}})} =$$

$$= \frac{1,2 \cdot (1,5 + 0,275) \cdot 670}{9,55(237 - 141)} + \frac{9,55 \cdot 5120 \cdot 0,189^2 \cdot 0,99 \cdot 0,98^0 \cdot 0,99 \cdot 0,98}{670 \cdot (237 - 141)} = 1,58 \text{ с.} \quad (3.24)$$

Время торможения находится в допустимых пределах 1...2 с.

10.7. Замедление при торможении:

$$a_m = \frac{V_{\text{сп}}}{t_m} = \frac{0,189}{1,58} = 0,120 \text{ м/с}^2 \leq 0,6 \dots 0,8 \text{ м/с}^2. \quad (3.25)$$

## Задача 4. Расчет механизма передвижения крана

**Условие.** В соответствии с исходными данными (табл. 4.1) выполнить расчет механизма передвижения мостового крана грузоподъемностью  $Q = 5$  т пролетом  $L = 10,5$  м со скоростью  $V_{\text{пер}} = 75$  м/мин, работающего в закрытом помещении. Группа классификации (режима) механизма М4.

Таблица 4.1

Исходные данные для вариантов

$L, \text{ м}$ \ / \ $Q, \text{ т}$	1	1,2	2	3,2	5	Группа классификации механизма
4,5	1	2	3	4	5	М1, М2
7,5	6	7	8	9	10	М3
10,5	11	12	13	14	15	М4
13,5	16	17	18	19	20	М5
16,5	21	22	23	24	25	М6
$V_{\text{пер}}, \text{ м/мин}$	75	75	60	60	50	—

**Решение:**

1. Ориентировочная масса крана:

$$m_x \approx 0,96Q + 0,84L = 0,96 \cdot 5 + 0,84 \cdot 10,5 \approx 14 \text{ т.} \quad (4.1)$$

2. Выбор кинематической схемы механизма и ходовых колес и рельсов

2.1. Для мостовых кранов пролетом до 16 м рекомендуется схема (рис.4.1) с центральным приводом и быстроходным трансмиссионным валом, двумя приводными и двумя опорными ходовыми колесами.

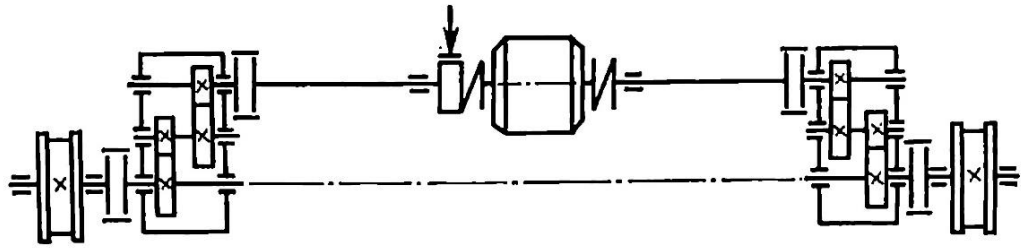


Рис. 4.1. Схема механизма передвижения крана

## 2.2. Нагрузка на ходовое колесо

Считая нагрузку равномерно распределенной между колесами, получим:

$$F_{\kappa} = (Q + m_{\kappa}) \frac{9,8}{4} = (5 + 14) \frac{9,8}{4} = 46,55 \text{ кН}. \quad (4.2)$$

2.3. По прил. Е выбираем ходовое колесо цилиндрическое двухребордное диаметром  $D_{\kappa} = 250$  мм, на шариковых подшипниках. Диаметр цапфы принимается  $d_{\text{ц}} = 0,2D_{\kappa} = 0,2 \cdot 250 = 50$  мм. Рельс с плоской головкой Р38.

## 3. Сопротивления передвижению крана

### 3.1. Сопротивление от сил трения:

$$\begin{aligned} F_{\text{мп}} &= k_p (Q + m_{\kappa}) g \frac{\mu_{\text{ц}} d_{\text{ц}} + 2f}{D_{\kappa}} = \\ &= 1,5(5 + 14)9,8 \frac{0,01 \cdot 50 + 2 \cdot 250 \cdot 10^{-3}}{250} = 1,116 \text{ кН}, \end{aligned} \quad (4.3)$$

где  $f = D_{\kappa} \cdot 10^{-3}$  – коэффициент трения качения колеса по рельсу.

### 3.2. Сопротивление преодолению уклона пути:

$$F_y = (Q + m_{\kappa}) g \cdot i = (5 + 14)9,8 \cdot 0,001 = 0,186 \text{ кН}. \quad (4.4)$$

### 3.3. Сопротивление от ветровой нагрузки

$F_{\text{в}} = 0$ , так как кран работает в закрытом помещении.

### 3.4. Общее сопротивление передвижению:

$$F_{\text{пер}} = F_{\text{мп}} + F_y + F_{\text{с}} = 1,116 + 0,186 + 0 = 1,302 \text{ кН}. \quad (4.5)$$

## 4. Выбор электродвигателя

4.1. Минимальная статическая мощность двигателя:

$$N = \frac{F_{неp} V_{неp}}{60000\eta} = \frac{1,302 \cdot 10^3 \cdot 75}{60000 \cdot 0,8} = 2,03 \text{ кВт}, \quad (4.6)$$

где  $\eta$  – общий к.п.д. механизма передвижения,  $\eta = 0,7 \dots 0,85$ .

4.2. Выбираем по прил. В электродвигатель переменного трехфазного тока крановый с короткозамкнутым ротором МТКФ 012-6 с параметрами:

$$N_{дв} = 2,7 \text{ кВт}, n_{дв} = 835 \text{ мин}^{-1}, M_{\max} = 67 \text{ Нм}, \\ M_{\text{пуск}} = 67 \text{ Нм}, J_{\text{дв}} = 0,0275 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

5. Выбор редуктора

5.1. Частота вращения ходовых колес:

$$n_k = \frac{1000V_{неp}}{\pi \cdot D_k} = \frac{1000 \cdot 75}{\pi \cdot 250} = 95,5 \text{ мин}^{-1}. \quad (4.7)$$

5

.  
2  
.

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k} = \frac{835}{95,5} = 8,74. \quad (4.8)$$

Т  
р  
е  
б  
у  
е

5.3. Номинальный крутящий момент на тихоходном валу редуктора:

$$M = \frac{F_{неp} D_k}{4\eta_k} = \frac{1,302 \cdot 250}{4 \cdot 0,98} = 83,04 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4.9)$$

м Выбираем по прил. Ж вертикальный редуктор В-100 с передаточным числом  $u_p = 10$ .

е 5.4. Фактическая скорость передвижения:  
передаточное число редуктора:

$$V_{неp.ф} = \frac{V_{неp} u}{u_p} = \frac{7 \cdot 8,74}{10} = 65,55 \frac{\text{м}}{\text{мин}} = 1,093 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (4.10)$$

6. Проверка времени пуска двигателя и сцепления приводных колес с рельсами

6.1. Номинальный момент на валу электродвигателя

$$M_n = 9550 \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = 9550 \frac{2,7}{835} = 30,88 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4.11)$$

6.2. Статический момент на валу двигателя:

$$M_{\text{дв}} = \frac{2M}{u_p \cdot \eta} = \frac{2 \cdot 83,04}{10 \cdot 0,8} = 20,76 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4.12)$$

6.3. Средний пусковой момент двигателя:

$$M_{\text{сн}} = 0,85^2 \frac{M_{\text{max}} + M_{\text{пуск}}}{2} = 0,85^2 \frac{67 + 67}{2} = 48,4 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4.13)$$

6.4. Время пуска двигателя:

$$t_n = \frac{\delta \cdot (J_{\text{дв}} + J_m) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55(M_{\text{сн}} - M_{\text{дв}})} + \frac{9,55 \cdot (Q + m) \cdot V_{\text{пер.ф}}^2}{n_{\text{дв}}(M_{\text{сн}} - M_{\text{дв}})\eta} =$$

$$= \frac{1,2(0,0275 + 0,125)835}{9,55(48,4 - 20,76)} + \frac{9,55(5000 + 14000)1,093^2}{835(48,4 - 20,76)0,8} = 12,3 \text{ с}. \quad (4.14)$$

6.5. Ускорение крана с грузом при пуске двигателя:

$$a = \frac{V_{\text{пер.ф}}}{t_n} = \frac{1,093}{12,3} = 0,0887 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} < 0,15 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}. \quad (4.15)$$

6.6. Суммарная нагрузка на приводные колеса без веса груза:

$$F_{\text{np}} = \frac{m \cdot g \cdot z_{\text{np}}}{z} = \frac{14000 \cdot 9,8 \cdot 2}{4} = 68600 \text{ Н}. \quad (4.16)$$

6.7. Сопротивление передвижению крана без груза:

$$F_{\text{нер}}^x = mg(k_p \frac{\mu_u d_u + 2f}{D_{\kappa}} + i) + F_6^x =$$

$$= 14000 \cdot 9,8 \left( 1,5 \frac{0,01 \cdot 50 + 2 \cdot 250 \cdot 10^{-3}}{250} + 0,001 \right) = 960,4 \text{ Н}. \quad (4.17)$$

6.8. Статический момент на валу двигателя без груза:

$$M_{\text{дв}}^x = \frac{F_{\text{нер}}^x D_{\kappa}}{2u_p \eta} = \frac{960,4 \cdot 0,25}{2 \cdot 10 \cdot 0,8} = 15,01 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4.18)$$



6.9. Время пуска двигателя без груза:

$$\begin{aligned}
 t_n^x &= \frac{\delta \cdot (J_{\text{дв}} + J_m) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55(M_{\text{сн}} - M_{\text{дв}}^x)} + \frac{9,55 \cdot m \cdot V_{\text{пер.}\phi}^2}{n_{\text{дв}}(M_{\text{сн}} - M_{\text{дв}}^x)\eta} = \\
 &= \frac{1,2(0,0275 + 0,125)835}{9,55(48,4 - 15,01)} + \frac{9,55 \cdot 14000 \cdot 1,093^2}{835(48,4 - 15,01)0,8} = 7,64 \text{ с.} \quad (4.19)
 \end{aligned}$$

6.10. Ускорение при пуске:

$$a^x = \frac{V_{\text{пер.}\phi}}{t_n^x} = \frac{1,093}{7,64} = 0,143 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} < 0,15 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}. \quad (4.20)$$

6.11. Коэффициент запаса сцепления приводных колес:

$$\begin{aligned}
 k_\phi &= \frac{F_{\text{нп}}\phi}{F_{\text{нп}}^x - mg \left( \frac{a^x}{g} - \frac{z_{\text{нп}}}{z} f \frac{d_u}{D_\kappa} \right)} = \\
 &= \frac{68600 \cdot 0,15}{960,4 - 14000 \left( \frac{0,143}{9,8} - \frac{2}{4} \cdot 0,25 \frac{50}{250} \right)} = 9,3 \geq 1,2. \quad (4.21)
 \end{aligned}$$

7. Выбор тормоза

7.1. Максимально допустимое замедление крана без груза по условию сцепления колес с рельсами:

$$\begin{aligned}
 a_{\text{max}}^m &= \left\{ \left[ \frac{z_{\text{нп}}}{z} \left( \frac{\phi}{k_\phi} - f \frac{d_u}{D_\kappa} \right) + \frac{2\mu + fd_u}{D_\kappa} \right] - \frac{F_\epsilon^x}{mg} \right\} g = \\
 &= \left\{ \left[ \frac{2}{4} \left( \frac{0,15}{1,2} - 0,25 \frac{50}{250} \right) + \frac{2 \cdot 0,01 + 0,25 \cdot 50}{250} \right] - 0 \right\} 9,8 = \\
 &= 1,348 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} \geq a_{\text{max}} = 0,15 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}. \quad (4.22)
 \end{aligned}$$

7.2. Время торможения крана без груза:

$$t_m = \frac{V_{\text{пер.}\phi}}{a_{\text{max}}} = \frac{1,093}{0,15} = 7,28 \text{ с.} \quad (4.23)$$

7.3. Сопротивление передвижению при торможении без груза:

$$F_{неп}^m = mg \frac{\mu d_y + 2f}{D_k} = 14000 \cdot 9,8 \frac{0,01 \cdot 50 + 2 \cdot 0,25}{250} = 548,8 \text{ Н.} \quad (4.24)$$

7.4. Момент статических сопротивлений на тормозном валу при движении без груза:

$$M_c^m = \frac{F_{неп}^m D_k \eta}{2u_p} = \frac{548,8 \cdot 0,25 \cdot 0,8}{2 \cdot 10} = 5,488 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (4.25)$$

7.5. Момент сил инерции при торможении крана без груза:

$$M_{ин}^m = \frac{\delta J n_{об}}{9,55 t_m} + \frac{9,55 m V_{неп.ф}^2 \eta}{n_{об} t_m} =$$

$$= \frac{1,2 \cdot (0,0275 + 0,125) 835}{9,55 \cdot 7,28} + \frac{9,55 \cdot 14000 \cdot 1,093^2 \cdot 0,8}{835 \cdot 7,28} = 23,22 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (4.26)$$

7.6. Расчетный тормозной момент:

$$M_p^m = M_{ин}^m - M_c^m = 23,22 - 5,488 = 17,73 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (4.27)$$

7.7. По расчетному тормозному моменту из прил. Д выбираем тормоз ТКТ-100 с параметрами:

$$M_{max}^m = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}; D_T = 100 \text{ мм}, J_M = 0,24 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

7.8. Минимальная длина пути торможения:

$$S_{min} = \frac{V_{неп.ф}^2}{k} = \frac{1,093^2}{1,5} = 0,796 \text{ м.} \quad (4.28)$$

7.9. Расчетная длина пути торможения:

$$S_{ф} = 0,5 V_{неп.ф} t_m = 0,5 \cdot 1,093 \cdot 7,28 = 3,98 \text{ м} > 0,796 \text{ м.} \quad (4.29)$$

## Задача 5. Расчет механизма поворота крана

В соответствии с исходными данными (табл. 5.1) выполнить расчет механизма поворота башенного крана (рис. 5.1) с грузоподъемностью  $Q = 4$  т, высотой подъема  $H = 20$  м, частотой вращения поворотной части  $n_{пов} = 1,0$  мин<sup>-1</sup>, вылетом стрелы  $R = 12,5$  м. Группа классификации (режима) механизма М4.

Таблица 5.1

Исходные данные для вариантов

$n_{пов},$ МИН <sup>-1</sup> \ $Q, т$	1	1,2	2	3,2	4	$H, м$
0,6	1	2	3	4	5	14
0,75	6	7	8	9	10	16
1,0	11	12	13	14	15	20
1,2	16	17	18	19	20	25
1,5	21	22	23	24	25	28
$R, м$	14	12,5	10	8	6,3	—

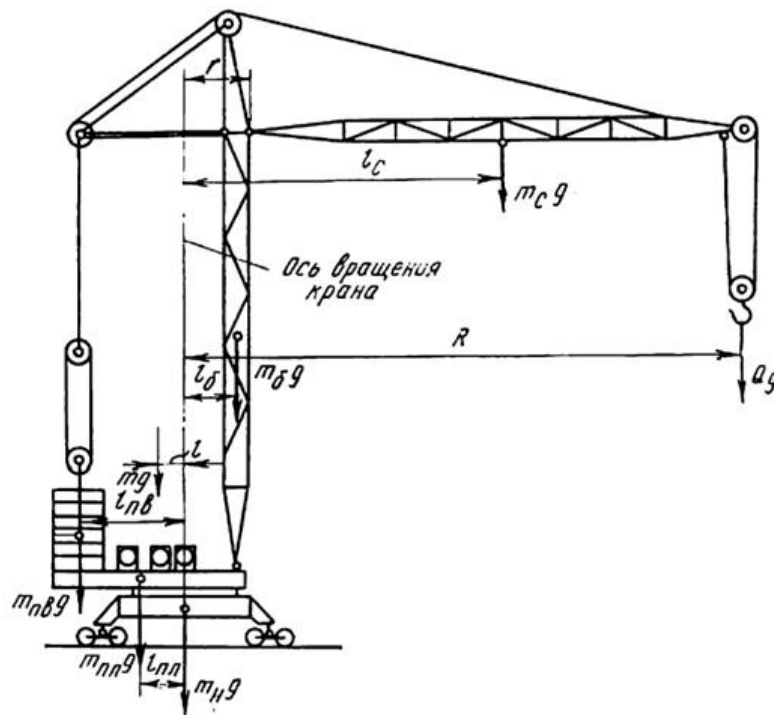


Рис. 5.1. Расчетная схема крана

### 1. Ориентировочная масса крана и его частей

#### 1.1. Кран:

$$m \approx (0,31 \dots 0,335) Q \cdot R \cdot \sqrt[3]{H / Q} =$$

$$= (0,31 \dots 0,335) 4 \cdot 12,5 \cdot \sqrt[3]{20/4} = 26,5 \dots 28,6 \approx 28 \text{ т.} \quad (5.1)$$

1.2. Поворотная платформа с механизмами подъема, поворота и изменения вылета:

$$m_{пл} \approx 0,1 \quad m = 0,1 \cdot 28 = 2,8 \approx 3 \text{ т.} \quad (5.2)$$

1.3. Противовес:

$$m_{не} \approx 0,34 \quad m = 0,34 \cdot 28 = 9,52 \approx 10 \text{ т.} \quad (5.3)$$

1.4. Башня:

$$m_{б} \approx 0,13 \quad m = 0,13 \cdot 28 = 3,64 \approx 4 \text{ т.} \quad (5.4)$$

1.5. Стрела:

$$m_{с} \approx 0,34 \quad m = 0,34 \cdot 28 = 9,52 \approx 10 \text{ т.} \quad (5.5)$$

1.6. Масса поворотной части крана:

$$m_{пов} = m_{пл} + m_{не} + m_{б} + m_{с} = 3 + 10 + 4 + 10 = 27 \text{ т.} \quad (5.6)$$

2. Нагрузки на опорно-поворотное устройство

2.1. Максимальная статическая вертикальная нагрузка:

$$F_B = (m_{пов} + Q) g = (27 + 4) 9,8 = 303,8 \text{ кН.} \quad (5.7)$$

Выбираем по прил. 3 роликосое двухрядное опорно-поворотное устройство ER3.32.2240.400-1SPPN № 1 с параметрами:

$$F_{z \max} = 401 \text{ кН}; \quad m = 22 \text{ мм}; \quad z = 139; \quad D_e = 2552,4 \text{ мм}; \quad d_e = 2270 \text{ мм.}$$

2.2. Расстояние от оси вращения крана до центра тяжести его поворотной части:

$$l_{пов} = \frac{m_{пл} l_{пл} + m_{не} l_{не} - m_{б} l_{б} - m_{с} l_{с}}{m_{пов}} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 2,5524 + 10 \cdot 5 \cdot 2,5524 - 4 \cdot 0,5 \cdot 2,5524 - 10 \cdot 0,5 \cdot 12,5}{27} = 2,79 \text{ м.} \quad (5.8)$$

Принимаем:  $l_{пл}=2D_e$ ;  $l_{пв}=5D_e$ ;  $l_6=0,5D_e$ ;  $l_c=0,5R$ .

2.3. Максимальный статический опрокидывающий момент:

$$M_o = |(Q \cdot R - m_{нов} l_{нов}) g| = |(4 \cdot 12,5 - 27 \cdot 2,79) 9,8| = 248,2 \text{ кН} \cdot \text{м} . \quad (5.9)$$

3. Статические сопротивления повороту крана

3.1. Момент сил трения в опорно-поворотном устройстве относительно оси вращения:

$$\begin{aligned} M_{тр} &= \frac{0,025M_o + 0,005F_e d_e}{\cos \gamma} = \\ &= \frac{0,025 \cdot 248,2 + 0,005 \cdot 303,8 \cdot 2,27}{\sqrt{1 - 0,005^2}} = 9,65 \text{ кН} \cdot \text{м} . \end{aligned} \quad (5.10)$$

3.2. Наибольший момент сопротивления вращению от веса поворотной части крана и груза при нахождении на уклоне:

$$\begin{aligned} M_y &= |i(Q \cdot R - m_{нов} l_{нов}) g| = \\ &= |0,005(4 \cdot 12,5 - 27 \cdot 2,79) 9,8| = 1,241 \text{ кН} \cdot \text{м} . \end{aligned} \quad (5.11)$$

3.3. Момент статического сопротивления от ветровой нагрузки относительно оси вращения крана

3.3.1. Площади наветренной поверхности соответственно крана и груза  
а) крана (стрелы) – принимаем по габаритной площади при высоте конструкции 0,1 от длины и коэффициенте сплошности  $k_{спл} = 0,3$ :

$$A_k = A_{габ} \cdot k_{спл} = 0,1R^2 \cdot 0,3 = 0,1 \cdot 12,5^2 \cdot 0,3 = 4,69 \text{ м}^2, \quad (5.12)$$

б) груза – принимаем по прил. И при массе 4 т:  $A_r = 6,3 \text{ м}^2$ .

3.3.2. Распределенная ветровая нагрузка:

а) крана (стрелы):

$$p_k = q \cdot k \cdot c \cdot n = 125 \cdot 1,25 \cdot 2,5 \cdot 0,7 = 273,4 \text{ Па} ; \quad (5.13)$$

б) груза:

$$p_z = q \cdot k \cdot c \cdot n = 125 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 0,7 = 131,3 \text{ Па} . \quad (5.14)$$

где  $q$  — динамическое давление ветра, для рабочего состояния строительных, монтажных, стреловых кранов общего назначения независимо от рай-

онов установки принимают  $q = 125$  Па;  $k$  — коэффициент, учитывающий изменение динамического давления по высоте  $H$  над поверхностью земли: при высоте 10; 20; 40; 60; 100 м  $k$  соответственно равен 1; 1,25; 1,55; 1,75; 2,1;  $c$  — коэффициент аэродинамической силы ( $c = 1,8 \dots 3,5$ ), для груза  $c = 1,2$ ;  $n$  — коэффициент перегрузки, при определении мощности приводных двигателей крановых механизмов  $n = 0,7$ .

### 3.3.3. Статическая составляющая ветровой нагрузки

а) крана (стрелы):

$$F_{вк} = p_{к} A_{к} = 273,4 \cdot 4,69 = 1282,2 \text{ Н} = 1,2822 \text{ кН}; \quad (5.15)$$

б) груза:

$$F_{вг} = p_{г} A_{г} = 131,3 \cdot 6,3 = 827,2 \text{ Н} = 0,8272 \text{ кН}. \quad (5.16)$$

### 3.3.4. Момент статического сопротивления от ветровой нагрузки

$$M_{в} = F_{вк} r_{к} + F_{вг} r_{г} = 1,2822 \cdot 6,25 + 0,8272 \cdot 12,5 = 18,35 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

где  $r_{к} = l_{с} = 0,5R = 0,5 \cdot 12,5 = 6,25$  м;

$r_{г} = R = 12,5$  м.

### 3.4. Статический момент сопротивления повороту крана:

$$M_{с} = M_{тп} + M_{у} + M_{в} = 9,65 + 1,241 + 18,35 = 29,24 \text{ кНм}. \quad (5.17)$$

## 4. Выбор электродвигателя

### 4.1. Статическая мощность двигателя:

$$N_{ст} = \frac{M_{с} n_{нов}}{9,55 \eta} = \frac{29,24 \cdot 1}{9,55 \cdot 0,75} = 4,08 \text{ кВт}. \quad (5.18)$$

По прил. В выбираем электродвигатель МТКФ 111-6 с параметрами:

$N_{дв} = 4,1$  кВт;  $n_{дв} = 850$  мин<sup>-1</sup>;  $M_{max} = 105$  Н·м;  $M_{пуск} = 104$  Н·м;

$J_{дв} = 0,045$  кг·м<sup>2</sup>

## 5. Выбор редуктора

5.1. Необходимое общее передаточное число привода механизма поворота:

$$u = 1 + \frac{n_{об}}{n_{нов}} = 1 + \frac{850}{1} = 851. \quad (5.19)$$

5.2. Передаточное число открытой зубчатой передачи:

$$u_{зн} = \frac{u}{u_p} = \frac{851}{63} = 13,5. \quad (5.20)$$

5.3. Момент на тихоходном валу редуктора:

$$M = \frac{M_c}{u_{зн} \eta_{зн}} = \frac{29,24}{13,5 \cdot 0,95} = 2,28 \text{ кН} \cdot \text{м} = 2280 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (5.21)$$

По приложению К выбираем редуктор червячный одноступенчатый 1Ч-160 с передаточным числом  $u_p = 63$ .

6. Проверка двигателя в режиме пуска

6.1. Момент инерции вращающихся масс:

$$\begin{aligned} J_{нов} &= J_{нл} + J_{нв} + J_{\delta} + J_c + J_z \approx \\ &= m_{нл} l_{нл}^2 + m_{нв} l_{нв}^2 + m_{\delta} l_{\delta}^2 + m_c \left( \frac{R}{2} \right)^2 + Q \cdot R^2 = \\ &= 3 \cdot (2 \cdot 2,5524)^2 + 10 \cdot (5 \cdot 2,5524)^2 + 4 \cdot (0,5 \cdot 2,5524)^2 + \\ &+ 10 \cdot \left( \frac{12,5}{2} \right)^2 + 4 \cdot 12,5^2 = 2729 \text{ мм}^2 = 2,729 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned} \quad (5.22)$$

6.2. Статический момент сопротивления повороту крана, приведенный к валу двигателя:

$$M_{\deltaв} = \frac{M_c}{u \cdot \eta} = \frac{29,24}{851 \cdot 0,75} = 0,0458 \text{ кНм} = 45,8 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (5.23)$$

6.3. Средний пусковой момент двигателя:

$$M_{сн} = \frac{M_{max} + M_{пуск}}{2} = \frac{105 + 104}{2} = 104,5 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (5.24)$$

6.4. Время пуска двигателя:

$$\begin{aligned} t_n &= \frac{\delta J n_{\deltaв}}{9,55(M_{сн} - M_{\deltaв})} + \frac{J_{нов} n_{\deltaв}}{9,55 u^2 (M_{сн} - M_{\deltaв})} = \\ &= \frac{1,2(0,045 + 0,12)850}{9,55(104,5 - 45,8)} + \frac{2,9873 \cdot 10^6 \cdot 850}{9,55 \cdot 851^2 \cdot (104,5 - 45,8)} = 6,37 \text{ с}. \end{aligned} \quad (5.25)$$

6.5. Момент сопротивления пуску двигателя:

$$M_{\text{пуск}} = M_{\text{дв}} + \frac{\delta J n_{\text{дв}}}{9,55 t_n} + \frac{J_{\text{нов}} n_{\text{дв}}}{9,55 t_n u^2 \eta} =$$

$$= 44,1 + \frac{1,2(0,045 + 0,12)850}{9,55 \cdot 6,37} + \frac{2,9873 \cdot 10^6 \cdot 850}{9,55 \cdot 6,37 \cdot 851^2 \cdot 0,75} = 123,71 \text{ Нм}. \quad (5.26)$$

6.6. Необходимая мощность двигателя при пуске:

$$N_{\text{пуск}} = \frac{M_{\text{пуск}} n_{\text{дв}}}{9,55} = \frac{123,71 \cdot 850}{9,55} = 11011,2 \text{ Вт}. \quad (5.27)$$

$$11,01 \text{ кВт} < 3 \cdot N_{\text{дв}} = 3 \cdot 4,1 = 12,5 \text{ кВт}. \quad (5.28)$$

7. Выбор тормоза

7.1. Момент сопротивления на валу тормоза при торможении механизма поворота крана:

$$M_c^m = \frac{(M_{mp} - M_y - M_g) \eta}{u} =$$

$$= \frac{(6,54 - 0,619 - 21,05) 0,75}{851} = -0,0133 \text{ кНм} = -13,3 \text{ Нм} \quad (5.29)$$

7.2. Допускаемое время торможения:

$$t_m = \frac{[\beta]}{3 n_{\text{нов}}} = \frac{20}{3 \cdot 1} = 6,67 \text{ с}. \quad (5.30)$$

Допускаемый угол поворота крана при пуске (торможении) и рекомендуемое время пуска и торможения механизма поворота приведены в табл. 5.2 и 5.3 соответственно.

Таблица 5.2

Допускаемый угол поворота крана при пуске (торможении), град

Группа классификации	M1...M3	M4	M5, M6
Угол поворота [β], град	15	20	30



Таблица 5.3

Рекомендуемое время пуска и торможения механизма поворота

Максимальный вылет стрелы $R$ , м		5	10	15
Время, не менее, с	Пуска	1,5	2,5	4
	Торможения	4	8	10

7.3. Момент сил инерции при торможении:

$$M_{ин}^m = \frac{\delta J n_{де}}{9,55 t_m} + \frac{J_{нов} n_{де} \eta}{9,55 t_m u^2} = \frac{1,2(0,045 + 0,12)850}{9,55 \cdot 6,67} + \frac{2,9873 \cdot 10^6 \cdot 850 \cdot 0,75}{9,55 \cdot 6,67 \cdot 851^2} = 43,92 \text{ Нм} \quad (5.31)$$

7.4. Расчетный тормозной момент:

$$M_p^m = M_{ин}^m - M_c^m = 43,92 - (-13,3) = 57,22 \text{ Нм}. \quad (5.32)$$

7.5. По прил. Д принимаем тормоз ТКТ-200 с параметрами:

$$M_{max}^m = 160 \text{ Нм}; \quad D_T = 200 \text{ мм}. \quad (5.33)$$

## Задача 6. Проверка устойчивости стрелового крана

**Условие:** В соответствии с исходными данными задачи 5 и табл. 6.1 выполнить расчет устойчивости башенного крана грузоподъемностью  $Q = 4$  т, высотой подъема  $H = 20$  м, частотой вращения поворотной части  $n_{пов} = 1,0$  мин<sup>-1</sup>, вылетом стрелы  $R = 12,5$  м, колёй и базой крана 5 м.

Таблица 6.1

Исходные данные для вариантов

Коля и база крана $L$ , м				
8	5	4	3	2,5
1	2	3	4	5
6	7	8	9	10
11	12	13	14	15
16	17	18	19	20
21	22	23	24	25

*Условия проверки грузовой устойчивости: кран стоит на наклонной поверхности, подвержен действию ветра (по нормам для рабочего состояния) и поворачивается, одновременно тормозится спускаемый груз;*

стрела установлена поперек пути; на кран действуют вес груза, силы инерции, возникающие при торможении спускаемого груза и силы инерции от вращения крана, ветровая нагрузка.

Устойчивость крана к опрокидыванию характеризуется коэффициентом запаса устойчивости, определяемым отношением восстанавливающего момента к опрокидывающему:

$$k_y = \frac{M_e}{M_o}$$

## Решение:

1. Силы, принимаемые в расчете

1.1. Сила тяжести крана:

$$G_k = m \cdot g = 28 \cdot 9,8 = 274,4 \text{ кН.} \quad (6.1)$$

1.2. Центробежная сила поворотной части крана:

$$F_{цк} = m_{нов} l_{нов} \frac{n_{нов}^2}{91,2} = 27 \cdot 2,32 \cdot \frac{1^2}{91,2} = 0,687 \text{ кН.} \quad (6.2)$$

1.3. Сила тяжести груза:

$$G_z = Q \cdot g = 4 \cdot 9,8 = 39,2 \text{ кН.} \quad (6.3)$$

1.4. Центробежная сила груза:

$$\begin{aligned} F_{цг} &= Q \cdot R (1 + \sin \gamma) \frac{n_{нов}^2}{91,2} = \\ &= 4 \cdot 12,5 \cdot (1 + 0,005) \frac{1^2}{91,2} = 0,551 \text{ кН.} \end{aligned} \quad (6.4)$$

1.5. Сила инерции груза при торможении:

$$F_{из} = Q \cdot [a_{max}^m] = 4 \cdot 0,8 = 3,2 \text{ кН.} \quad (6.5)$$

1.6. Ветровая нагрузка на кран (башню)

1.6.1. Площадь наветренной поверхности башни крана:

$$A_k = A_{габ} \cdot k_{спл} = 0,1 H^2 \cdot 0,3 = 0,05 \cdot 20^2 \cdot 0,3 = 6 \text{ м}^2; \quad (6.6)$$

1.6.2. Статическая составляющая ветровой нагрузки башни крана:

$$F_{\text{вк}} = p_{\text{к}} A_{\text{к}} = 273,4 \cdot 6 = 1640,4 \text{ Н} = 1,64 \text{ кН}. \quad (6.7)$$

1.7. *Нормами предусмотрена проверка коэффициента грузовой статической устойчивости, т. е. устойчивости крана, находящегося только под воздействием весовых нагрузок (без учета дополнительных сил и уклона площадки).*

Восстанавливающий статический момент создается силой тяжести крана относительно ребра опрокидывания, проходящего через головку кранового рельса:

$$M_{\text{в}} = G_{\text{к}} (0,5L + l_{\text{нос}}) = 274,4 (0,5 \cdot 5 + 2,32) = 1322,6 \text{ кНм}. \quad (6.8)$$

$$M_{\text{о}} = G_2 (R - 0,5L) = 39,2 (12,5 - 0,5 \cdot 5) = 392 \text{ кНм}. \quad (6.9)$$

$$k_{\text{уст}} = \frac{1322,6}{392} = 3,37 \geq 1,4. \quad (6.10)$$

*Если проверка не проходит, дальнейший расчет не проводится, принимаются меры к уравниванию крана, например, увеличение  $L$ . Иначе:*

1.8. Коэффициент собственной устойчивости крана с учетом допускаемого уклона площадки  $i = 0,005$ .

$$\begin{aligned} \sin \gamma \approx i = 0,005; \cos \gamma &= \sqrt{1 - (\sin \gamma)^2} = \sqrt{1 - 0,005^2} = 0,99999 \approx 1 \\ M_{\text{в}} &= G_{\text{к}} ((0,5L - l_{\text{нос}}) \cos \gamma - h \sin \gamma) = \\ &= 274,4 ((0,5 \cdot 5 - 2,32) \cdot 1 - 1,5 \cdot 0,005) = 47,3 \text{ кНм}. \end{aligned} \quad (6.11)$$

$$\begin{aligned} M_{\text{о}} &= F_{\text{вк}} \cdot 0,5 (H \cos \gamma - (0,5L - l_{\text{о}}) \sin \gamma) = \\ &= 1,64 \cdot 0,5 (20 \cdot 1 - (0,5 \cdot 5 - 0,5 \cdot 2,5524) \cdot 0,005) = 16,4 \text{ кНм}. \end{aligned} \quad (6.12)$$

$$k_{\text{уст}} = \frac{47,3}{16,4} = 2,88 \geq 1,15 \quad (6.13)$$

*Если проверка не проходит, дальнейший расчет не проводится, принимаются меры к уравниванию крана, например, увеличение  $L$ . Иначе:*

1.9. Коэффициент грузовой устойчивости:

$$M_{\text{в}} = G_{\text{к}} ((0,5L + l_{\text{нос}}) \cos \gamma - h \sin \gamma) + F_{\text{вк}} (h \cos \gamma + (0,5 \cdot L + l_{\text{нос}}) \sin \gamma) =$$

$$= 274,4((0,5 \cdot 5 + 2,32)1 - 1,5 \cdot 0,005) + 0,687(1,5 \cdot 1 + (0,5 \cdot 5 + 2,32)0,005) = 1320,6 \text{ кНм}. \quad (6.14)$$

$$M_o = (G_z + F_{uz})(R - 0,5L) \cos \gamma + H \sin \gamma + F_{uz} H + F_{гк} (0,5H \cos \gamma - (0,5L - l_o) \sin \gamma) =$$

$$(39,2 + 3,2)((12,5 - 0,5 \cdot 5) \cdot 1 + 20 \cdot 0,005) + 0,551 \cdot 20 +$$

$$+ 1,64(0,5 \cdot 20 \cdot 1 - (0,5 \cdot 5 - 0,5 \cdot 2,5524)0,005) =$$

$$786,7 \text{ кНм}. \quad (6.15)$$

**Вывод.** Грузовая статическая, собственная и грузовая устойчивость крана обеспечена.

E

M

B

E

D

E

q

u

a

t

i

o

n

.

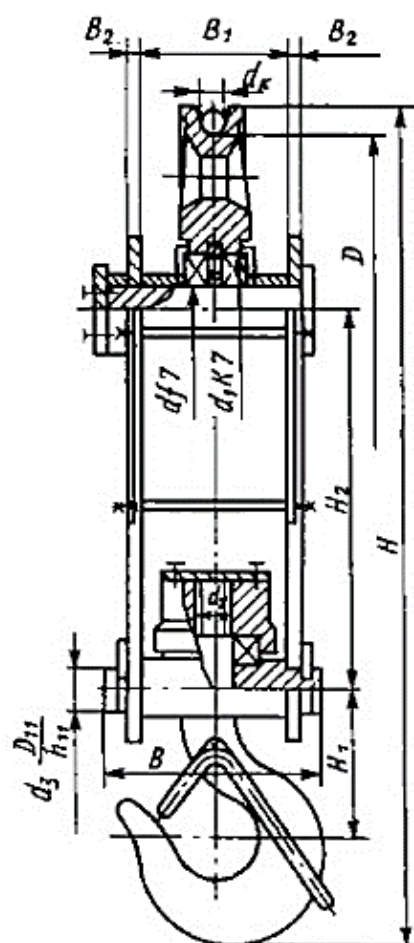
D

S

M

## Рекомендуемая литература

1. Абрамович, И. И. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: справочник / И. И. Абрамович, В. Н. Березин, А. Г. Яуре. – Москва : Машиностроение, 1989. – 360 с.
2. Виноградов, В. Ф. Краны для лесных грузов: Атлас конструкций / под общ. ред. В. Ф. Виноградова, Л. А. Шабалина. – Екатеринбург : Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2001. – 122 с.
3. Казак, С. А. Курсовое проектирование грузоподъемных машин : учебное пособие / С. А. Казак [и др.] – Москва : Высшая школа, 1989. – 320 с.
4. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск : Высшая школа, 1983. – 350 с.
5. Механизмы подъема ручных и электрических талей : методические указания / сост. Н. Ф. Майникова. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 40 с.
6. Романов М. Я. Сборник задач по деталям машин : учебное пособие для учащихся техникумов / М. Я. Романов, В. А. Константинов, Н. А. Покровский. – Москва : Машиностроение, 1984. – 240 с.
7. Справочник по кранам : в 2 томах. Том 1 : Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин [и др.] ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – Ленинград : Машиностроение, 1988. – 536 с.
8. Справочник по кранам: в 2 томах. Том 2 : Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин [и др.] ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – Ленинград : Машиностроение, 1988. – 559 с.



Условное обозначение	Г/п, т	Группа классификации	Диаметр блоков, мм	Диаметр каната, мм	Масса, кг
Подвеска крюковая-1,0-7А-1-Д200-Д8,1	1,0	М1...М6	200	8,1	12
Подвеска крюковая-1,6-8А-1-Д200-Д9,7	1,6	М1...М6	230	9,7	16
Подвеска крюковая-2,0-10А-1-Д236-Д11,5	2,0	М1...М6	236	11,5	25,5
Подвеска крюковая-3,2-12А-1-Д400-Д14	3,2	М1...М3	400	14	48
Подвеска крюковая-3,2-12А-1-Д500-Д14	3,2	М4...М6	500	14	62
Подвеска крюковая-5,0-14А-1-Д500-Д16,5	5,0	М1...М3	500	16,5	90
Подвеска крюковая-5,0-14А-1-Д630-Д18	5,0	М4...М6	630	18	120

## Приложение Б

### Канаты ЛК-Р-6х19+1ОС крестовой свивки

Диаметр каната, мм	Суммарное разрывное усилие всех проволок/разрывное усилие каната в целом (Н) для маркировочных групп, Н/мм <sup>2</sup> (кгс/мм <sup>2</sup> )					
	1570(160)		1670(170)		1770(180)	
5,6	18650	15800	19800	16800	20950	17800
6,2	22650	19250	24100	20100	25500	21100
6,9	28300	24000	30050	25500	31800	26300
7,6	33860	28700	35900	30500	38000	32300
8,3	41000	34800	43550	36950	46100	38150
9,1	48850	41500	51900	44100	55000	45450
9,6	57450	48850	61050	51850	64650	53450
11,0	73950	62850	78600	66750	83200	68800
12,0	84450	71750	89700	76200	95000	78550
13,0	95600	81250	101500	86800	107500	89000
14,0	116500	98950	123500	105000	131000	108000
15,0	135000	114500	143500	122000	152000	125500
16,5	164000	139000	174000	147500	184500	152000
18,0	195500	166000	207500	176000	220000	181500
19,5	225000	191000	239000	203000	253000	209000
21,0	261500	222000	278000	236000	294500	243500
22,5	296000	251000	314500	267000	333000	275000
24,0	337500	287000	359000	304500	380000	314000

## Приложение В

### Основные технические данные крановых электродвигателей

Тип двигателя	Мощность на валу, кВт				$n_{об}, \text{мин}^{-1}$	$M_{max}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$J_{об}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$
	М1...М3	М4	М5	М6			
МТКФ 011-6	2,0	—	—	—	780	41	0,02
	—	1,7	—	—	835		
	—	—	1,4	—	875		
	—	—	—	1,2	900		
МТКФ 012-6	3,1	—	—	—	785	66	0,027
	—	2,7	—	—	835		
	—	—	2,2	—	880		
	—	—	—	1,7	915		
МТКФ 111-6	4,5	—	—	—	825	103	0,045
	—	4,1	—	—	850		
	—	—	3,5	—	885		
	—	—	—	2,8	915		
МТКФ 112-6	6,5	—	—	—	845	172	0,065
	—	5,8	—	—	870		
	—	—	5,0	—	895		
	—	—	—	4,0	920		

*Окончание прил. В*

МТКФ 211-6	10,5	–	–	–	800	216	0,11
	–	9,0	–	–	840		
	–	–	7,5	–	880		
	–	–	–	6,0	910		
МТКФ 311-6	14,0	–	–	–	880	382	0,212
	–	13,0	–	–	895		
	–	–	11,0	–	910		
	–	–	–	9,0	930		
МТКФ 312-6	19,5	–	–	–	900	589	0,3
	–	17,5	–	–	915		
	–	–	15,0	–	930		
	–	–	–	12,0	945		
МТКФ 411-6	30,0	–	–	–	905	765	0,475
	–	27,0	–	–	915		
	–	–	22,0	–	935		
	–	–	–	18,0	950		
МТКФ 311-8	10,5	–	–	–	660	324	0,275
	–	9,0	–	–	670		
	–	–	7,5	–	690		
	–	–	–	6,0	705		
МТКФ 312-8	15,0	–	–	–	675	500	0,387
	–	13,0	–	–	690		
	–	–	11,0	–	700		
	–	–	–	8,2	710		
МТКФ 411-8	22,0	–	–	–	660	657	0,537
	–	18,0	–	–	680		
	–	–	15,0	–	695		
	–	–	–	13,0	705		

*Приложение Г*

### Технические характеристики редукторов 1ЦЗУ

Параметр		1ЦЗУ-160	1ЦЗУ-200	1ЦЗУ-250
Передаточные числа		31,5; 40; 45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160; 200		
Крутящий момент на тихоходном валу, кН*м	М6...М8	1,25	2,50	5,00
	М5	1,60	3,15	6,30
	М4	2,00	4,00	8,00
	М1...М3	2,50	5,00	10,00

### Технические характеристики редукторов 1ЦЗУ-Н

Параметр		1ЦЗУ-315Н	1ЦЗУ-400Н	1ЦЗУ-500
Передаточные числа		31,5; 40; 45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160; 200		
Крутящий момент на тихоходном валу, кН*м	М6...М8	10	20	56
	М5	13	26	74
	М4	16	32	90
	М1...М3	20	40	112



## Приложение Д

Технические характеристики электромагнитных колодочных тормозов переменного тока ТКТ

Тип тормоза	Максимальный тормозной момент, Н·м			Диаметр тормозного шкива, мм	Момент инерции $J_m$ , кг·м <sup>2</sup>
	М1...М3	М4	М5, М6		
ТКТ-100	20	20	10	100	0,24
ТКТ-200/100	40	40	22	200	0,32
ТКТ-200	160	160	80	200	0,32
ТКТ-300/200	240	240	120	300	1,5
ТКТ-300	500	420	170	300	1,5

## Приложение Е

Предварительный выбор ходовых колес

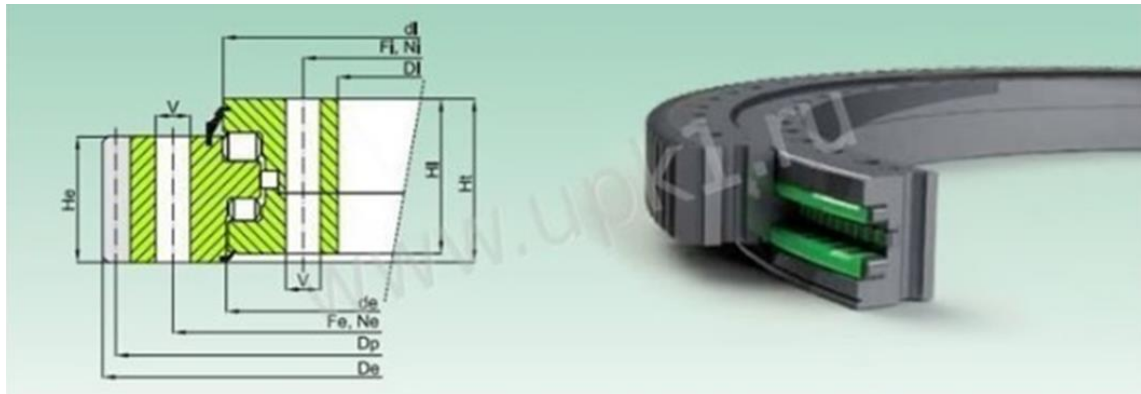
Нагрузка, кН	Диаметр колеса, мм	Тип рельса	Ширина плоского рельса, мм
30...50	200...250	P24, P38	40...50
51...100	260...400	P38, P43, P70	50...60

## Приложение Ж

Технические характеристики вертикальных крановых редукторов

Типоразмер редуктора	Передаточное отношение	Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, кН*м
В-100 (В-100Ф)	10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40	172...563
В-125 (В-125Ф)	10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	344...1250
В-160 (В-160Ф)	10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	668...2500

## Опорно-поворотное устройство



Обозначение	Но- мер	$F_{z \text{ max}}$ , кН	$m$ , мм	$z$	$D_e$ , мм	$d_e$ , мм
ER3.32.2240.400-1SPPN	1	401	18	139	2552,4	2270
ER3.32.2800.400-1SPPN	3	465	20	154	3136	2830
ER3.32.3550.400-1SPPN	5	525	22	174	3889,6	3580

## Приложение И

Расчетная площадь груза  $A_r$  в зависимости от его номинальной массы  $Q$

$Q$ , т	1	1,2	2	3,2	5
$A_r$ , м <sup>2</sup>	2,8	3,2	4,0	5,6	7,1

## Приложение К

### Технические характеристики червячных редукторов

Обозначение	Передаточные отношения	Межосевное расстояние	Момент на тихоходном валу, Н·м	Диаметр тихоходного вала, мм
1Ч-63	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 110	63	80...158	28
1Ч-160	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 110	160	1480...2460	70

*Для заметок*

*Для заметок*

*Для заметок*