

Грузоподъёмные и транспортирующие машины являются неотъемлемой частью совершенного производства, так как с их помощью осуществляется механизация основных технологических процессов и вспомогательных работ. В поточных и автоматизированных линиях роль подъёмно - транспортных машин возросла, и они стали органической частью технологического оборудования, а влияние их на технико-экономические показатели предприятия стало весьма существенным.

Увеличение производительности и улучшение технико-экономических показателей подъёмно - транспортных машин, повышение их прочности, надёжности и долговечности неразрывно связано с применением новейших методов расчёта и конструирования.

Современное производство грузоподъёмных машин основывается на создании блочных и унифицированных конструкций. Применение блочных конструкций позволяют выпускать узел механизмов в законченном виде, что приводит отдельных цехов и заводов.

Применение блочных конструкций позволяет легко отделить от машины узел, требующий ремонта, без разборки смежных узлов.

Принцип унификации и блочности создаёт основу для серийного производства подъёмно - транспортных машин.

Грузоподъёмные машины по назначению и конструктивному исполнению весьма разнообразны.

В данном курсовом проекте рассмотрен поворотный кран-стрела с электроталью.

Данный вид крана широко используется на машиностроительных предприятиях для разгрузки и погрузки, передачи изделий с одной технологической операции на другую и многое другое.

**Исходные данные:**

Стреловой      полуповоротный      кран.       $Q = 4\text{т}, L_{\text{стр}} = 5\text{м}, H = 6\text{м},$   
коэффициент использования крана по времени – 0.4.

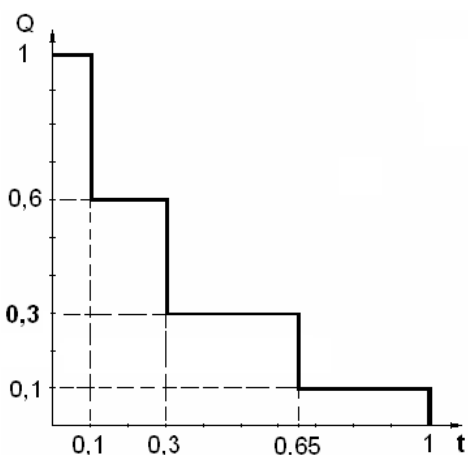
## 1. Режимы работы ГПМ

1. Тип ГПМ стреловой полноповоротный кран. Срок службы 15 лет, число рабочих смен в сутки - 1, продолжительность рабочей смены – 7 часов.

Характер обрабатываемых грузов – штучные грузы.

2. График загрузки механизма во времени.

	Масса груза, т	Время работы с грузом, %
1	0.5	30
2	1	40
3	2	20
4	4	10



*График использования механизма по времени.*

Класс использования зависит от общего времени работы механизма за весь срок его службы.

Время работы механизма:

$$T_P = \kappa_u \cdot n_{см} \cdot t_{см} \cdot N_z \cdot N_l, \quad (1.1)$$

где  $\kappa_u$  - коэффициент использования механизма (крана) во времени,

$n_{см}$  - число рабочих смен в сутки,

$t_{см}$  - продолжительность работы смены,

$N_z$  - количество дней работы крана за год,

$N_l$  - срок службы крана лет.

$$T_p = 0.4 \cdot 1 \cdot 7 \cdot 250 \cdot 15 = 1050 \text{ ч.}$$

В соответствии с таблицей 1.3 [1] класс использования данного механизма А4.

Класс нагружения характеризуется коэффициентом нагружения, который вычисляется по формуле:

$$k = \sum \left( \left( \frac{Q_i}{Q_n} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{\sum t_i} \right), \quad (1.2)$$

где  $Q_i$  - номинальная грузоподъемность крана т,

$t_i$  - продолжительность времени работы крана с грузом час,

$\sum t_i$  - суммарное время работы крана % час.

$$k = \left( \left( \frac{0.5}{5} \right)^3 \cdot \frac{30}{100} \right) + \left( \left( \frac{1}{5} \right)^3 \cdot \frac{40}{100} \right) + \left( \left( \frac{2}{5} \right)^3 \cdot \frac{20}{100} \right) + \left( \left( \frac{3}{5} \right)^3 \cdot \frac{10}{100} \right) = 0.056$$

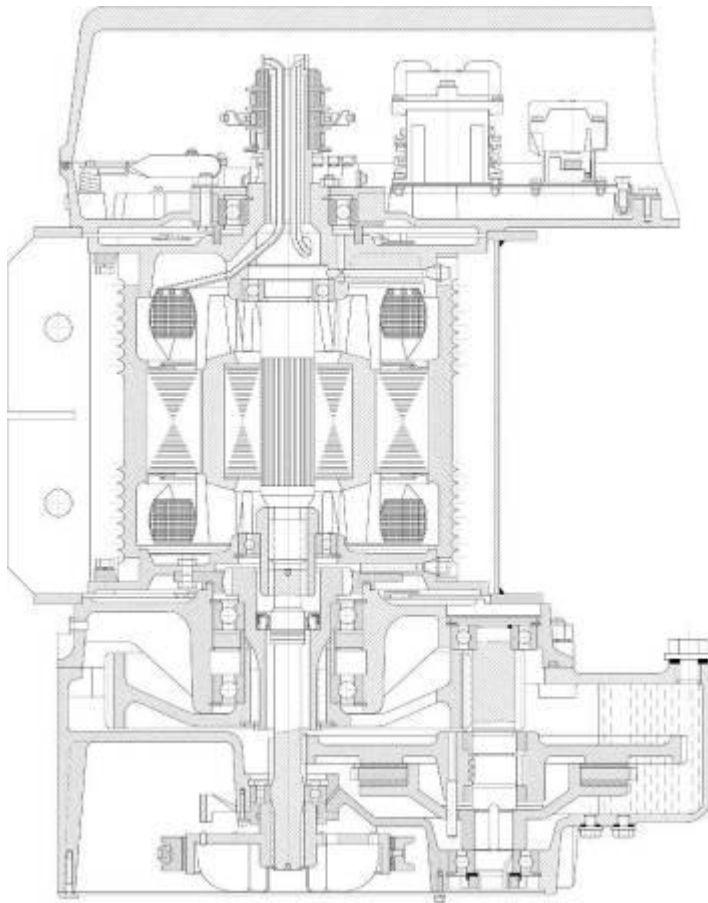
В соответствии с таблицей 1.4 [1] класс нагружения В1 (работа при нагрузках значительно меньших номинальных и в редких случаях номинальных).

В соответствии с таблицей 1.2 [1] класс использования 3М .

Режим работы механизма по ГОСТ 25835-83 – Т.

## 2. Расчёт механизма подъёма груза

В качестве механизма подъема используется электроталь. Они предназначены для выполнения погрузочно-разгрузочных работ. Перемещаются по нижней полке двутаврового монорельса. Электротали выполняют грузоподъемностью 0,25; 0,5; 1; 2; 3; 5; 8 тон.



*Рис. Электроталь*

Общий расчёт механизма подъёма груза включает выбор крюковой подвески, полиспаста, двигателя, редуктора, муфт, тормоза; выбор и расчёт каната, расчёт барабана и крепления концов каната.

Исходные данные:  $Q = 3\text{т}$ ,  $L_{\text{ср}} = 6\text{м}$ ,  $H = 6\text{м}$ ,  $V_{\text{нод}} = 0.133\text{м/с}$ , срок службы - 15 лет.

## 2.1 Выбор кинематической схемы механизма

Кинематическая схема механизма подъема груза.

Схема подвески груза выбирается в зависимости от типа крана, его грузоподъемности, высоты подъема груза, типа подвесного грузозахватного устройства и кратности полиспаста.

Используя табл. 2.1[1], выбираю – тип полиспаста сдвоенный.

Кратность полиспаста

$$U = \frac{n}{n_0} = \frac{2}{1} = 2, \quad (2.1)$$

где  $n$  - число ветвей на которых висит груз,

$n_0$  - число ветвей каната навиваемых на барабан.

Для кранов стрелового типа при грузоподъемности от 2000 до 6000 кг кратность полиспаста  $i_{\Pi} = 2$ . Учитывая тип крана и необходимость обеспечения подъема груза без раскачивания и равномерного нагружения всех сборочных единиц механизма подъема принимаем подвеску груза через одинарный полиспаст и изображаем схему подвески груза на рис. 1.1.

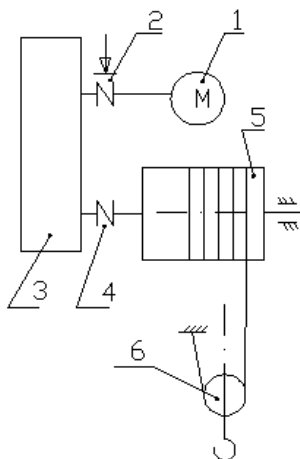


Рис. 1.1 Схема механизма подъема

1 – электродвигатель;

2 – тормоз,

3 – редуктор,

4 – муфта,

5 – барабан;

6 – крюковая подвеска.

## 2.2 Выбор каната

Усилие в канате набегающем на барабан при подъеме груза:

$$F_{\sigma} = \frac{Q \cdot g}{z \cdot u_n \cdot \eta_o}, \quad (2.2)$$

где  $Q$  - номинальная грузоподъемность крана,

$z$  - число полиспастов в системе

$u_n$  - кратность полиспаста,

$\eta_o$  - общий КПД полиспаста и обводных блоков,

$$\eta_o = \eta_n \cdot \eta_{об}; \quad (2.3)$$

$\eta_n$  - КПД полиспаста,

$\eta_{об}$  - КПД обводных блоков.

$$\eta_n = \frac{1}{U} \cdot \frac{1 - \eta_{бл}^U}{1 - \eta_{бл}}, \quad (2.4)$$

$$\eta_{бл} = 0.98 \text{ табл. 2.1 [2]},$$

$$\eta_n = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0.98^2}{1 - 0.98} = 0.99,$$

$\eta_{об} = \eta_{об}^z$ , где  $z$  число обводных блоков,

$$\eta_{об} = 1,$$

$$\eta_o = 0.99 \cdot 1 = 0.99,$$

$$F_{\sigma} = \frac{3000 \cdot 9.81}{1 \cdot 2 \cdot 0.99} = 14848,4H.$$

### 2.2.1 Расчёт канатов на прочность

Расчёт стальных канатов на прочность производится согласно правилам Госгортехнадзора. Расчётное разрывное усилие каната: произведение максимального усилия в канате на коэффициент запаса прочности не должно превышать разрывного усилия каната в целом:  $S_{\max} \cdot k_{зан} \leq S_{разр}$ , в соответствии с классом использования 3М  $k_{зан} = 5,5$  табл.2.3 [2],

$$F_{\max} \cdot k_{зан} \leq F_{разр} \quad (2.5)$$

$$14848,4 \cdot 6 = 89090,9H \leq F_{разр}$$

Выбор типа каната. Выбираю шестипрядный стальной канат двойной свивки с органическим сердечником тип ЛК-Р 6×19(1+6+6/6)+1 о.с. ГОСТ 2688-80.



Диаметр каната 13,0 мм, Расчётная площадь сечения проволок 61 мм<sup>2</sup>, ориентировочная масса 1000м смазанного каната 596,6 кг, маркировочная группа 1764 Мпа. разрывное усилие  $F_{разр} = 89,0 кН$

### 2.2.2 Проверка типоразмера каната

- должно выполняться соотношение между диаметром выбранного каната и диаметром блока крюковой подвески:

$$D_{\text{бл}} \geq d_{\text{к}} \cdot e. \quad (2.6)$$

$$D_{\text{бл}} = D_{\text{бл0}} + d_{\text{к}} = 406 + 13,0 = 419 \text{ мм},$$

$$e = 20 \text{ по табл. 2.7 [2]},$$

$$419 \geq D_{\text{бл}} = 13 \cdot 20 = 260 \text{ мм}.$$

- фактический коэффициент запаса прочности каната не должен превышать табличного:

$$k_{\phi} = \frac{89}{14,848} = 5,3 > 5,5$$

Данные условия выполняются.

### 2.3 Выбор крюковой подвески

Используя приложение 1 [1], выбираю крюковую подвеску:

ГОСТ 24.191.08-81 Типоразмер по стандарту 1-5-406,  $D = 406 \text{ мм}$ ,  
 $d = 55 \text{ мм}$ ,  $d_1 = 100 \text{ мм}$ ,  $d_2 = M36$ ,  $d_3 = 32 \text{ мм}$ ,  $B = 138 \text{ мм}$ ,  $B_1 = 90 \text{ мм}$ ,  $B_2 = 8 \text{ мм}$ ,  
 $H = 772 \text{ мм}$ ,  $H_2 = 114 \text{ мм}$ ,  $H_3 = 330 \text{ мм}$ ,  $L = 110 \text{ мм}$ ,  $L_1 = 520 \text{ мм}$ , масса 47,8 кг,  
 $Q = 3 \text{ т}$ , режим работы Т, диаметр каната  $d_{\text{к}} = 11 \dots 14 \text{ мм}$ .

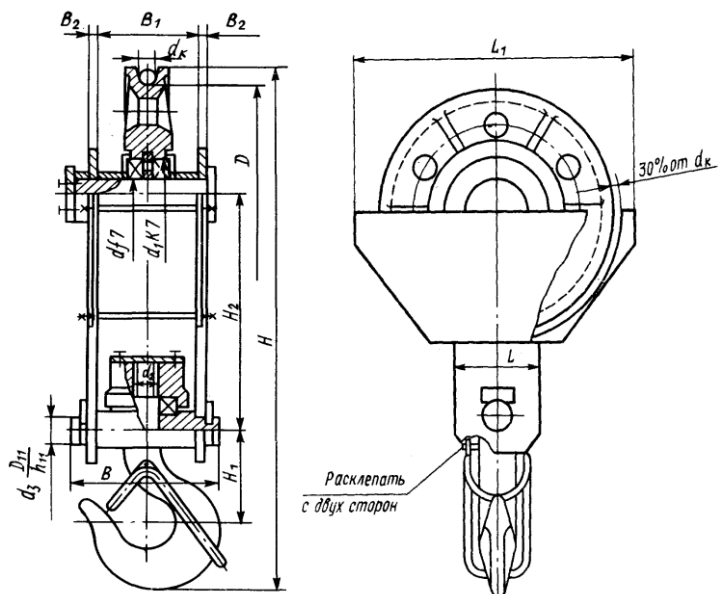


Рис. 1.2 Крюковая подвеска

## 2.4 Определение основных размеров сборочной единицы «Установка барабана»

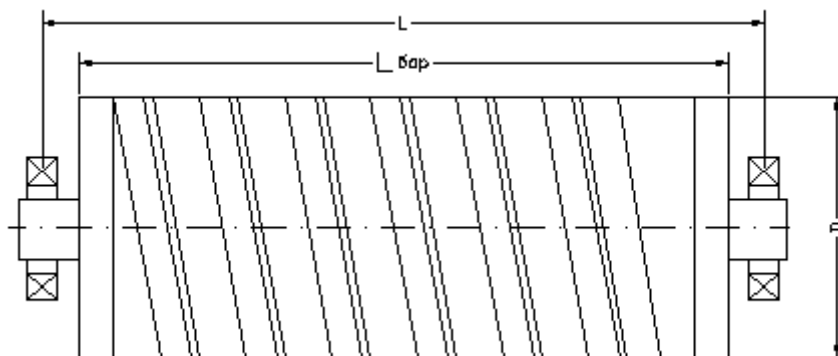


Схема установки барабана.

Выбираю тип установки барабана, предназначенного для одинарного полиспада.

Диаметр барабана  $D_{\sigma}$ , измеряемый по средней линии навитого каната, принимаем на 15%, меньше чем  $D_{\sigma л} = 406 \text{ мм}$ .

Принимаю диаметр барабана  $D_{\sigma} = 406 \cdot 0.85 = 365.1 \text{ мм}$ ,

Определение диаметра барабана по дну канавок:

$$D_{\bar{o}o} = D_{\bar{o}} - d_k,$$

$$D_{\bar{o}o} = 365.1 - 13 = 352.1 \text{ мм},$$

Уточнённый диаметр барабана  $D_{\bar{o}} = 400 \text{ мм}$ .

Определение диаметра максимальной окружности описываемой максимальной точкой установки барабана,  $D_{\text{max}} \approx D_{\bar{o}} + 5 \cdot d_k \text{ мм}$ ,

$$D_{\text{max}} \approx 400 + 5 \cdot 13 = 465 \text{ мм}.$$

Определение длины барабана:

$$L_{\bar{o}} = 2 \cdot l_n + 2 \cdot l_k + l_o, \quad (2.7)$$

где  $l_n$  - длина нарезного участка,  $l_n = t \cdot (z_p + z_{\text{непр}} + z_{\text{кр}})$ ,

$$t \approx (1.1 \dots 1.23) \cdot d_k = 1.18 \cdot 13 = 15.34 \approx 16 \text{ мм},$$

$z_p$  - число рабочих витков для навивки половины полной рабочей длины каната,

$$z_p = \frac{H \cdot U}{\pi \cdot D_{\bar{o}}} = \frac{6000 \cdot 2}{3.14 \cdot 400} = 9.5, \quad (2.8)$$

$z_{\text{непр}}$  - число неприкосновенных витков, требуемых правилами ГГТН для разгрузки деталей крепления каната на барабане,  $z_{\text{непр}} = 1.5$ ,

$$z_{\text{кр}} - \text{число витков для крепления конца каната, } z_{\text{кр}} = 3,$$

$$l_n = 16 \cdot (9.5 + 1.5 + 3) = 224 \text{ мм}.$$

Длина гладкого концевой участка, необходимого для закрепления заготовки барабана в станке при нарезании канавок определяется:

$$l_k = (4...5) \cdot d_k = 4 \cdot 13 = 52 \text{ мм}.$$

$$\text{Длина барабана: } L_{\sigma} = 2 \cdot 224 + 2 \cdot 52 = 552 \text{ мм}$$

Определение высоты оси барабана относительно основания вершины опоры:  $h = 0.6 \cdot D_{\sigma}$ ,  $h = 0.6 \cdot 400 = 240 \text{ мм}$ ,

Определение толщины стенки барабана. Толщина стенки литого чугунного барабана должна быть не менее  $\delta_{\min} = 0.02 \cdot D_{\sigma} + (0.006...0.01) = 0.02 \cdot 0.4 + (0.006...0.01) = 0.018 \text{ м} = 18 \text{ мм}$ ,

Принимаю толщину стенки барабана  $\delta = 18 \text{ мм}$

Проверку стенки барабана от совместного сжатия, изгиба и кручения выполняют, если  $l_{\sigma} \geq 3D$  в нашей работе  $\frac{l_{\sigma}}{D} = \frac{552}{400} = 1,38 \leq 3$ , значит, проверка не требуется.

### **2.4.1 Расчет крепления каната к барабану**

Принимаем конструкцию крепления каната к барабану прижимной планкой, имеющей трапециевидные канавки. Канат удерживается от перемещения силой трения, возникающей от зажатия его между планкой и барабаном двумя болтами.

Натяжение каната перед прижимной планкой:

$$S_{KP} = \frac{S_{\max}}{e^{\mu \alpha}} = \frac{890}{2.72^{0.15 \cdot 4 \cdot 3.14}} = 230.8 \text{ кг}$$

где  $e=2,72$

$\mu=0,1...0,16$  – коэффициент трения между канатом и барабаном, принимаем  $\mu=0,15$ ;

$\alpha$  – угол обхвата канатом барабана, принимаем  $\alpha=4\pi$

Усилие растяжения в каждом болте:

$$N = \frac{S_{KP}}{(\varphi + \varphi_1)(e^{\varphi \cdot \alpha} + 1)} = \frac{230.8}{(0.15 + 0.233)(2.72^{0.15 \cdot 4 \cdot 3.14} + 1)} = 80.1 \text{ кз}$$

$$\varphi_1 = \frac{\varphi}{\sin \beta} = \frac{0.15}{\sin 40} = 0.233$$

Суммарное напряжение в болте при затяжке крепления с учетом растягивающих и изгибающих усилий:

$$\sigma_0 = \frac{1.3 \cdot n \cdot N}{\frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{n \cdot P_u \cdot l}{z \cdot 0.1 \cdot d_1^3} = \frac{1.3 \cdot 1.5 \cdot 80.1}{\frac{3.14 \cdot 1.0863^2}{4}} + \frac{1.5 \cdot 37.3 \cdot 2.6}{2 \cdot 0.1 \cdot 1.0863^3} = 723.6 \text{ кз/см}^2$$

$d_1$  – внутренний диаметр болта М12, изготовленного из стали Ст.3;

$$\sigma_T = 2200 \frac{\text{кз}}{\text{см}^2}; d_1 = 10.863 \text{ мм}$$

$l=26$  мм – длина болта от барабана до гайки.

$$[\sigma] = \frac{0.8 \cdot \sigma_T}{1.5} = \frac{0.8 \cdot 2200}{1.5} = 1173 \text{ кз/см}^2$$

$$\sigma_0 < [\sigma]$$

$n$  – коэффициент запаса надежности крепления каната к барабану,  
 $n \geq 1.5$ ;

принимаем  $n=1.5$ ;  $z=2$  – количество болтов.

$P_u$  – усилие изгибающее болты:

$$P_u = 2\varphi_1 \cdot N = 2 \cdot 0.233 \cdot 80.1 = 37.3 \text{ кз}$$

## 2.5 Выбор двигателя

### 2.5.1 Определение максимальной статической мощности:

$$N_{ст.маx} = \frac{Q \cdot g \cdot v}{\eta_{np}}, \quad (2.10)$$

где  $\eta_{np}$  - предварительное значение КПД механизма,  $\eta_{np} = 0.85$ ,

$$N_{ст.маx} = \frac{3000 \cdot 9.8 \cdot 0.133}{0.85} = 4.6 \text{кВт}.$$

### 2.5.2 Выбор серии двигателя

Номинальную мощность двигателя можно принять равной или на 20-30% меньше статической мощности  $N_{ст.маx} = 4,5 \text{кВт}$

По таблице Ш.3.7 [2] выбираю – крановый электродвигатель серии МТК 111-6 с короткозамкнутым ротором 50Гц 220/380В, имеющего при ПВ=15% мощность 4,5кВт и частоту вращения  $825 \text{мин}^{-1}$ , максимальный пусковой момент  $T_{маx} = 105 \text{Н} \cdot \text{м}$ , момент инерции ротора  $J_p = 0.045 \text{кг} \cdot \text{м}^2$ , масса электродвигателя 70кг.

### 2.5.3 Выбор типа редуктора

Скорость наматывания каната на барабан:

$$V_K = V * U = 8 * 2 = 16 \text{м/мин}$$

Определение частоты вращения барабана:

$$n_{\delta} = \frac{V_K}{\pi \cdot D_{\delta}}, \quad n_{\delta} = \frac{16}{3.14 * 0.4} = 12.73 \text{мин}^{-1}, \quad (2.11)$$

Общее передаточное число привода механизма:

$$U = \frac{n}{n_6}, U = \frac{825}{12.73} = 66.38,$$

Для редукторов, расчётная мощность на быстроходном валу равна:

$$N_p = k_p \cdot N, \quad (2.12)$$

где  $k_p$  - коэффициент, учитывающий условия работы редуктора,

$N$  - наибольшая мощность, передаваемая редуктором при нормально протекающем процессе работы механизма.

Редуктор типа ЦЗУ-200, для него  $k_p = 1.6$  табл. П.5.10 [1],

$$N_p = 1.6 \cdot 6.5 = 10.4 \text{ кВт}.$$

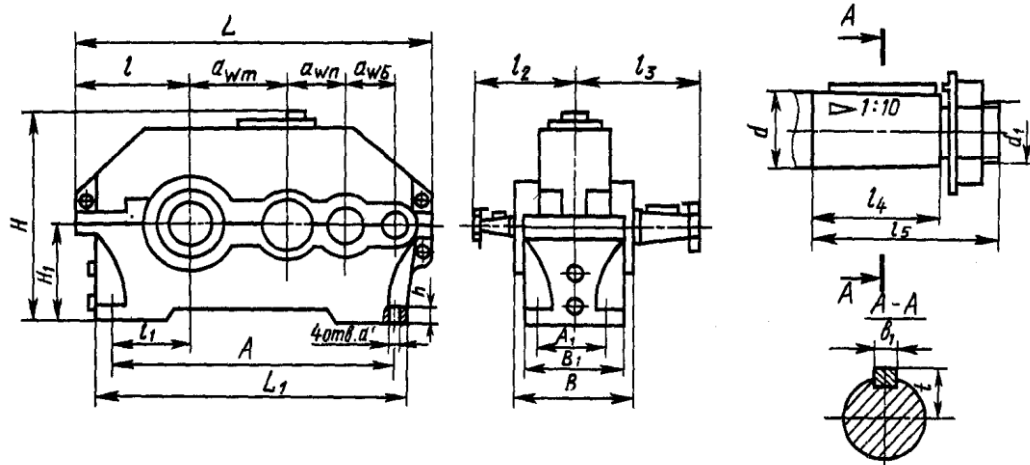
Выбираю по табл.П.5.8 [1] цилиндрический трехступенчатый редуктор типа ЦЗУ-200. Техническая характеристика:

$$U_p = 80, T_{\text{max}} = 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}, \eta_p = 0.96,$$

$$L = 775 \text{ мм}, L_1 = 650 \text{ мм}, l = 236 \text{ мм}, A = 580 \text{ мм}, H = 425 \text{ мм}, B = 250 \text{ мм}, \\ d_1 = 24 \text{ мм}, l_1 = 165 \text{ мм}, d_{\text{тих}} = 70 \text{ мм}, d_{\text{быст}} = 25 \text{ мм}.$$

Крутящий момент на входе в редуктор:

$$T = \frac{T_{\text{max}} \cdot U}{\eta_{\text{ред}} \cdot n_{\text{ред}}} = \frac{2000 \cdot 2}{0.96 \cdot 80} = 52 \text{ Н} \cdot \text{м}$$



### 2.5.4 Выбор соединительной муфты

Расчётный момент муфты:

$$T_M = T_M^{ном} \cdot k_1 \cdot k_2, \quad (2.13)$$

где  $T_M^{ном}$  - номинальный момент, передаваемый муфтой,

$k_1$  - коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма,

1.3

$k_2$  - коэффициент, учитывающий режим работы механизма, 1.3,

Момент статического сопротивления, в период пуска с учётом того, что на барабан навивается две ветви каната, определяется по формуле:

$$T_C = \frac{F_{\delta} \cdot z \cdot D_{\delta}^{\Gamma}}{2 \cdot U_p \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{np}}, \quad (2.14)$$

где  $F_{\delta}$  - усилие в грузоподъёмном канате,

$z$  - число полиспастов в системе,

$D_{\delta}^{\Gamma}$  - диаметр барабана лебёдки подъёма,

$U$  - общее передаточное число привода механизма,

$\eta_{\delta}$  - КПД барабана, 0.95 табл. 1.18 [2]

$\eta_{np}$  - КПД привода барабана, табл. 0.96 5.1 [2].



$$T_C = \frac{14.848 \cdot 2 \cdot 400}{2 \cdot 66,38 \cdot 0.95 \cdot 0.96} = 155.709 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Номинальный момент, передаваемый муфтой, принимается равным моменту статического сопротивления  $T_C = T_M^{\text{ном}}$ .

$$T_M = 155.709 \cdot 1.3 \cdot 1.3 = 263.148 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определение номинального момента на валу двигателя:

$$T_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{N}{n} = 9550 \cdot \frac{10}{825} = 115.75 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.16)$$

По табл. 3.5.1 [2], подбираю муфту: ГОСТ 20761-80,  $T = 630 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

### 2.5.5 Выбор тормоза

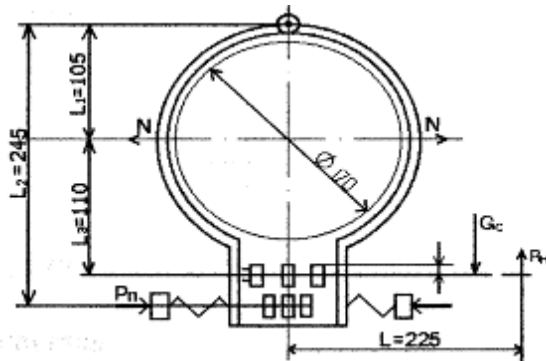


Рис. Расчетная схема тормоза.

Момент статического сопротивления на валу двигателя при торможении механизма определяется:

$$T_C^T = \frac{F_{\delta} \cdot z \cdot D_{\delta}^T \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{np}}{2 \cdot U_T}, \quad (2.17)$$

где  $U_T$  - общее передаточное число между тормозным валом и валом барабана,

$$U_T = \frac{n_T}{n_6} = \frac{945}{23.885} = 39.565$$

$$T_C^T = \frac{14.261 \cdot 2 \cdot 400 \cdot 0.95 \cdot 0.96}{2 \cdot 39.565} = 131.49 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

По правилам Госгортехнадзора момент, создаваемый тормозом, выбирается из условия:

$$T_T \geq T_C^T \cdot k_T, \quad (2.18)$$

где  $k_T$  - коэффициент запаса торможения, 2.0 табл. 2.9 [2],

$$T_T \geq 139.49 \cdot 2.0 = 262.98 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

По таблице 3.5.12 [2], выбираю тормоз ТКТ-300, имеющего характеристики: диаметр тормозного шкива 300мм, Наибольший тормозной момент 500 Н·м, масса тормоза, 84кг.

### **2.5.6 Проверка двигателя на время пуска**

У механизма подъёма груза фактическое время пуска при подъёме груза:

$$t_n = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9.55 \cdot (T_{cp,n} - T_c)} + \frac{9.55 \cdot Q \cdot v^{\phi^2}}{n \cdot (T_{cp,n} - T_c) \cdot \eta}, \quad (2.19)$$

где  $T_{cp,n}$  - средний пусковой момент двигателя,

$T_c$  - момент статического сопротивления на валу двигателя при пуске,  
 $n$  - частота вращения вала двигателя,  
 $\delta$  - коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма (кроме ротора двигателя и муфты), 1.36 [2],

$I$  - момент инерции ротора двигателя,

$Q$  - масса груза,

$\eta$  - КПД механизма.

Для двигателей фазным ротором:

$$T_{cp.n} = \frac{\psi_{max} + \psi_{min}}{2} \cdot T_{ном}, \quad (2.20)$$

$$\psi_{max} = 2.1, \psi_{min} = 1.1, 1.89 [2],$$

$$T_{cp.n} = \frac{2.1+1.1}{2} \cdot 320 = 512H \cdot м$$

$$T_c = 155.709H \cdot м,$$

$$\delta = 1.1$$

Фактическая частота вращения барабана:

$$n_{\phi}^{\phi} = \frac{n}{U_p} = \frac{825}{66,38} = 12,42 \text{ мин}^{-1},$$

Фактическая скорость подъёма груза:

$$v^{\phi} = \frac{\pi \cdot D_{\phi} \cdot n_{\phi}^{\phi}}{60 \cdot U} = \frac{3.14 \cdot 0.4 \cdot 12,42}{60 \cdot 2} = 0.13 \text{ м/с} \quad (2.21)$$

$$t_n = \frac{1.1 \cdot 0.312 \cdot 825}{9.55 \cdot (512 - 155.709)} + \frac{9.55 \cdot 3 \cdot 0.13^2}{825 \cdot (512 - 155.709) \cdot 0.85} \approx 1.002 \text{ с}$$

Время пуска, должно соответствовать значениям, приведённым в таблице 1.19 [2], для механизма подъёма при скоростях более 0.2 м/с время пуска должно составлять 1...2с.

У механизма подъёма груза фактическое время торможения при опускания груза:

$$t_{on} = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9.55 \cdot (T_{cp.n} + T_c)} + \frac{9.55 \cdot Q \cdot v^2 \cdot \eta}{n \cdot (T_{cp.n} + T_c)}, \quad (2.22)$$

$$t_{on} = \frac{1.1 \cdot 0.312 \cdot 825}{9.55 \cdot (512 - 155.709)} + \frac{9.55 \cdot 3 \cdot 0.246^2 \cdot 0.85}{825 \cdot (512 - 155.709)} = 1.02c,$$

Время торможения механизма, должно соответствовать значениям, приведённым в таблице 1.19 [2], для механизма подъёма при скоростях более 0.2 м/с время торможения должно составлять не более 1.5с.

Определение ускорения механизма при пуске механизма:

$$a = \frac{v}{t}, \quad (2.23)$$

$$a = \frac{0.246}{1.002} = 0.245 \text{ м/с}^2,$$

Проверка ускорения производится по таблице 1.25 [2], наибольшие допускаемые ускорения механизмов подъёма составляют 0.2..0.6 м/с<sup>2</sup>.

Наименование	Обозн.	Ед.изм.	Результаты расчёта, при $Q_i$			
			3000	2000	1000	500
КПД	$\eta$	-	0.85	0.77	0.7	0.6
Натяжение каната барабана	$F_{\delta}$	$H$	14.848	9,898	4,949	2.47
Момент при подъёме груза	$T_C$	$Hm$	97,79	65,35	32,3	16,32

Время пуска при подъёме	$t_n$	$c$	1.002	0.89	0.75	0.7
Натяжение каната при оп-е груза	$F_c^{on}$	$H$	12.4	6.7	2.6	0.736
Момент при опускании груза	$T_C^{on}$	$Hm$	125.1	104.1	47.2	19.1
Время пуска при опускании	$t_{on}$	$c$	0.5	0.59	0.64	0.68

### 3. Механизм поворота крана

Выбор и расчет колонны.

вес тали: 4,9 кН

Вес поворотной части крана  $T_{\text{лов}} = m_{\text{уд}} * Q * L$

$m_{\text{уд}}$  – удельная металлоёмкость =  $0,25T / (TМ)$

$$T_{\text{лов}} = 0,25 * 2,5 * 6 = 3,75$$

$$C_{\text{лов}} = 3,75 * 9,8 = 36,75 \text{ кН}$$

$$\sum M = 0$$

$$M_4 = (G_T + G)(G_{\text{пов}} - G_T) * 1,8 = 176,4 + 57,33 = 233,73$$

Диаметр колонны

$$D_{\text{кол}} = 0,217 * \sqrt[3]{\frac{M_4}{[G]}}$$

В качестве материала для колонны выбираем сталь 20, для которой  $[G] = 40$

$$D_{\text{кол}} \geq 0,217 * \sqrt[3]{5,84} = 0,39 \text{ м}$$

принимаем  $D_k = 0,5 \text{ м}$

Выбор и расчет зубчатой передачи.

Принимаем модуль з.п.т. = 5, число зубьев ведущей шестерни  $z = 8$ , тогда диаметр делительной окружности  $D = 40 * 22,75 = 910 \text{ мм}$

число зубьев венца: 182

Межцентровое расстояние  $R_n = 1/2(D_B + D_m) = 475 \text{ мм}$

Расчет механизма поворота.

Определим действующие нагрузки и реакции в опорах:

1. Вертикальная реакция:

$$V=Q+G =4000\text{кг} =4\text{т}$$

Расчетная нагрузка на подшипник:

$$Q_p=k*V=1.4*5000=7000\text{кг}$$

где k- коэф. безопасности

По расчетной нагрузке(ГОСТ 6874,75)выбираем упорный шарикоподшипник 8216 с допускаемой статической грузоподъемностью  $Q=7990\text{кг}$ , внутренним диаметром  $d=40\text{мм}$ , наружным диаметром  $D=125\text{мм}$ .

2. Горизонтальная реакция:

Горизонтальную реакцию  $H$  определяем из равенства суммы моментов всех действующих сил относительно точки  $B$ .

$$\sum M_{\epsilon} = 0$$

$$H= QA+GC$$

$$H_{\text{л}} = \frac{2,15*6 + 2,5*1,5}{2,5} = 10,8\text{т}$$

Расчетная нагрузка на подшипник:

По расчетной нагрузке на подшипник выбираем однорядный подшипник статической грузоподъемностью  $11,1\text{ т}$  внутренним диаметром  $d=95\text{мм}$ , наружным диаметром  $D=200\text{мм}$ , высотой  $B=45\text{мм}$ .

3. Общий статический момент:

Общий статический момент сопротивлению равен сумме моментов сил действующих на кран:

$$\sum M_{\text{ст}} = M_{\text{укл}} + \sum M_{\text{тр}}$$

где:  $\sum M_{mp}$ -сумма моментов сил трения в подшипниках опор,

$$\sum M_{mp} = M_{тр}(d1) + M_{тр}(d2) + M_{тр}(d3)$$

Момент сил трения в верхнем подшипнике

$$M_{тр}(d1) = Hf \cdot d1/2 = 7500 \cdot 0.015 \cdot 0.1475/2 = 8.3 \text{ кг*м}$$

где:  $f=0.015 \dots 0.02$ - приведенный коэф. трения шарикоподшипника.

$d1=0.1475\text{м}$ - средний диаметр подшипника

Момент сил трения в упорном подшипнике:

$$M_{тр}(d3) = Vf \cdot d3/2 = 5000 \cdot 0.015 \cdot 0.054/2 = 2,025 \text{ кг*м}$$

Момент сил трения в нижнем радиальном подшипнике:

т.к.  $d1=d2$ , то  $M_{тр}(d2) = Hf \cdot d2/2 = 8,3 \text{ кг*м}$

Момент сил, возникающих от наклона крана:

$$M_y(QF+G_c) \cdot \sin a = (2.5 \cdot 6 + 2.5 \cdot 1.5) \cdot 0.02 = 0.375 \text{ м}$$

где  $a$ - угол наклона, принимаем  $a=1$

Общий статический момент:

$$\sum M_{ст} = 8,3 + 8,3 + 2,025 + 375 = 393,6 \text{ кг*м}$$

4. Момент сил инерции, при пуске привода:



$$M_{un} \frac{I_B * \omega_k}{t_m} = \frac{11695 * 0,105}{1,5} = 818,6$$

где:  $I_B$ - суммарный момент инерции масс груза, крана, механизма поворота, приведенной к оси вращения крана.

$$I_B = D(I_{тр} + I_{кр}) = 1,2(9172,8 + 573,3) = 11695 \text{ кг*м*с}^2$$

$$I_{тр} = m_{гр} * A^2 = 254,8 * 6^2 = 9172,8 \text{ кг*м*с}^2$$

$$I_{кр} = m_{кр} * e^2 = 254,8 * 1,5^2 = 573,3 \text{ кг*м*с}^2$$

$$m_{кр} = G_{кр} / s = 2500 / 9,81 = 254,8 \text{ кг*с*м*с}^2$$

$\omega_k$  - угловая скорость поворота

$$\omega_k = p * n_{кр} / 30 = 3,14 * 1 / 30 = 0,105 \text{ рад/с}$$

Расчетная мощность двигателя

$$N_s = \frac{\sum M_{cn} + M_{un}}{975 * \eta_n * \psi_{cp}} * n_{кр} = \frac{393,6 + 818,6}{1367,4} = 0,9 \text{ кВт}$$

где  $\psi_{cp} = 1,5 \dots 1,8$ - средний коэф. перегрузки асинхронных двигателей с фазным ротором принимаем 1,65

По каталогу выбираем электродвигатель МТФ 112-6 мощностью  $N = 1,7$  кВт при  $P_B = 25\%$ ,  $n = 910 \text{ мин}^{-1}$ ,  $M_{и \text{ max}} = 4 \text{ кг*с*м}$ ,  $I_p = 0,00216 \text{ кг*с*м*с}^2 = 0,021 \text{ кг*м}^2$

Общее передаточное число механизма поворота:

$$V_{об} = n / n_{кр} = 910 / 1 = 910$$

Принимаем передаточное число зубчатой передачи  $V_B=20$ , тогда передаточное число червячного редуктора

$$V_p = \frac{V_{об}}{V_s} = \frac{910}{20} = 45,5$$

Выбираем стандартный редуктор РУУ- 160-40 и уточняем  $V_B$

$$V_B=910/40=22.75$$

Проверку выбранного двигателя по условиям нагрева выполняем с использованием метода номинального режима работы.

Суммарный момент статического сопротивления повороту приведенный к валу двигателя:

$$M'_{ст} = \frac{\Sigma M_{cm}}{V_{об} \cdot \eta_m} = \frac{393,6}{910 \cdot 0,85} = 0,51 \text{ кг}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$$

Номинальный момент выбранного двигателя:

$$M_n = 975 \frac{N}{n} = 975 \cdot \frac{1,7}{910} = 1,82 \text{ кгс}\cdot\text{м}$$

Коэф. загрузки двигателя при установившемся режиме:

$$\alpha = \frac{M'_{cm}}{M_n} = \frac{0,51}{1,82} = 0,28$$

При  $\beta=0,28$  находим относительное время пуска  $t=1,2$ . Определяем время разгона привода при повороте крана с номинальным грузом:

$$t_n = t_{п.о.} \cdot \frac{I_{пр} \omega}{M_u}$$

где :  $I_{пр}$ - суммарный момент инерции вращающихся масс механизма поворота крана, массы груза и массы вращающейся части крана, приведённый к валу двигателя

$$I_{пр} = I_{мех} + I_{гр} + I_{кр}$$

где:

$I_{мех}$  - момент инерции вращающихся масс механизма поворота крана

$$I_{мех} = \delta ( I_p + I_m ) = 1,2 ( 0,00216 + 0,00763 ) = 0,01175 \text{ кгс}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$$

$I_{гр}$ - момент инерции массы груза, приведённой к валу двигателя

$$I_{гр} = \frac{I'_{гр}}{V_{об}^2 \cdot \eta_n} = \frac{9172,8}{910^2 \cdot 0,85} = 0,088 \text{ кгс}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$$

$I_{кр}$  = момент инерции массы вращающейся части крана, приведенной к валу двигателя.

$$I_{кр} = \frac{I'_{кр}}{V_{об}^2 \cdot \eta_n} = \frac{573,3}{910^2 \cdot 0,85} = 0,0055 \text{ кгс}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$$

Тогда:

$$I_{пр} = 0,01175 + 0,088 + 0,0055 = 0,10555$$

Время разгона привода:

$$t_n = 1,2 \frac{0,10525 \cdot 88,97}{1,82} = 6,16 \text{ с}$$

Ускорение конца стрелы при пуске :

$$a = \frac{\omega_c \cdot A}{t_n} = \frac{0,105 \cdot 6}{6,16} = 0,102 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Время рабочей операции при среднем угле поворота  $\alpha = 90^\circ$  (1/4 оборота)

$$t_p = \frac{60}{n_{\text{кр}} \cdot 4} = \frac{60}{1 \cdot 4} = 15 \text{ с}$$

Определяем отношение

$$\frac{t_n}{t_p} = \frac{6,16}{15} = 0,4$$

Находим

$$V = \frac{N_c}{N_{н.г.}} = 1,4$$

Необходимая мощность:

$$N_{н.г.} = \frac{M'_{с.м.} \cdot \omega}{102} = \frac{0,51 \cdot 88,97}{102} = 0,44 \text{ кВт}$$

Эквивалентная мощность:

$$N_c = N_{н.г.} \cdot V = 0,44 \cdot 1,4 = 0,56 \text{ кВт}$$

Номинальная мощность:

$$N_{25} = 0,75 \cdot N_c = 0,42 < 1,7 \text{ кВт}$$

Следовательно, выбранный электродвигатель МТФ 112-6 удовлетворяет условиям нагрева.

При перегрузке двигатель должен удовлетворять условию нагрева:

$$\psi = \frac{M_n}{M_n} \leq [\psi]$$

где:

$M_n$  и  $M_n$  - пусковой и номинальный моменты двигателя.

Пусковой момент:

$$M_n = M'_{cm} + M''_{\partial} + M'''_{\partial}$$

где:

$M'_{cm}$  - суммарный статический момент сопротивления вращению

$M_{\partial}$  динамический момент от вращательно движущихся масс механизма и крана

$M_{\partial}$  - динамический момент от вращательно движущейся массы груза

$$M''_{\partial} + M'''_{\partial} = \frac{I_{np} \cdot \omega}{t_n} = \frac{0,105 \cdot 88,97}{6,17} = 1,5 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

тогда  $M_n = 0,51 + 1,5 = 2,02 \text{ кгс} \cdot \text{м}$

Коэффициент перегрузки двигателя при пуске

$$\psi = \frac{2,02}{1,88} = 1,1 < [\psi] = 1,68$$

Определение максимальной нагрузки в упругих связях механизма поворота.

Максимальный момент в упругой связи в период пуска:

$$M_{\delta \max} = M'_{cm} + 2(M_{n \max} - M'_{cm}) \frac{I_2}{I_1 + I_2} = 0,51 + 2(4 - 0,51) \frac{0,0935}{0,00979 + 0,0935} = 6,8269$$

где :

$M'_{cm} = 0,51 \text{ кгс} \cdot \text{м}$  - статический момент сопротивления повороту, приведённый к валу двигателя.

$$M_{n \max} = 14 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

$$I_1 = 0,00979 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$$

$$I_2 = I_{sp} + I_{kp} = 0,935 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$$

Коэффициент динамичности:

$$R_d = \frac{M_{n \max}}{M'_{cm}} = \frac{6,83}{0,51} = 13,4$$

Определение тормозного момента и выбор тормоза. Принимаем время торможения  $t_T = 6 \text{ с}$ ,

Линейное замедление конца стрелы :  $a = \varepsilon_T \cdot A = 0,021 \cdot 6 = 0,105 \text{ м/с}^2$

$$\text{где } \varepsilon_T = \frac{\omega_k}{t_T} = \frac{0,105}{6} = 0,017 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$$

Тормозной момент:

$$M_T = M_{вГ} + M_{вТ} + M_{дГ}'' + M_{дГ}''' - M_{тР}'$$

$$M_{дГ}'' + M_{дГ}''' = \frac{I_{пО} \cdot \omega}{t_T} = \frac{0,2085 \cdot 88,97}{6} = 3,09$$

$$M_{тР}' = \sum M_{тР} \frac{\eta_H}{V_{ОБ}} = 19 \frac{0,85}{910} = 0,017 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

$$M_{тР}' = 2,025 + 8,3 + 8,3 = 18,626$$

Тогда

$$M_T = 0,35 + 3,09 - 0,017 = 3,423 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

Выбираем двух колодочный тормоз ТКТ - 200/100 с тормозным моментом  $M_T = 4$  кгс-м, который обеспечивает торможение крана за более короткое время. Следовательно, его нужно отрегулировать на нужный тормозной момент.

### Расчёт муфты предельного момента

Максимальный крутящий момент:

$$M_{\max} = M_n \cdot V_p \cdot \eta_p = 2,02 + 40 + 0,8 = 64,64 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

где:

$M_n = 2,02$  - пусковой момент

$V_p = 40$  - передаточное число редуктора

$\eta_p = 0,8$  . к.п.д. червячной пары

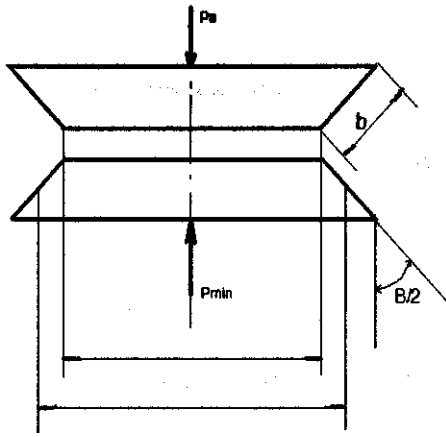


Рис Расчётная схема фрикциона

Расчётный момент фрикциона:

$$M_p = R \cdot M_{\max} = 11,6 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

где:  $R = 1,2..1,4$  - коэффициент расчётной силы динамической нагрузки при работе червячной пары.

Руководствуясь ориентировочными данными по расчёту червячных передач, принимаем средний диаметр  $D = 300 \text{ мм}$ , угол при вершине  $\beta = 16^\circ$   
Необходимое усилие пружины:

$$D = \frac{M_p \cdot \sin \frac{\beta}{2}}{D \cdot f} = \frac{11,6 \cdot 0,139}{0,3 \cdot 0,06} = 600 \text{ кг} \cdot \text{с}$$

где:  $f$  - коэффициент трения бронзы по стали в условиях смазки  $f = 0,06$

Предельное усилие пружины:

$$P_{\text{предел}} = (1,3..1,6)p = 1,3 \cdot 600 = 780 \text{ кгс}$$

Коэффициент  $1,3..1,6$  учитывает возможные изменения величины момента при регулировках.

Диаметр прутка пружины рассчитываем на кручение :



$$d = 1,6 \sqrt{\frac{P_{пред.} \cdot R \cdot z}{c \cdot \tau \cdot I}} = 13 \text{ мм}$$

где:

$R = 1,4$  - коэффициент кривизны витка, зависящий от отношения диаметра витка пружины к диаметру прутка.

$$\lambda = \frac{D_{cp}}{d}$$

- отношение среднего диаметра пружины к диаметру прутка.

Средний диаметр пружины:

$$D_{cp} = d \cdot \lambda = 13 \cdot 6 = 78 \text{ мм}$$

Рабочая длина пружины:

$$l_{раб} = (0,3 - 0,5)D = 0,4 \cdot 0,3 = 0,12 \text{ м}$$

Наименьший допустимый зазор между витками пружины:

$$\delta = (0,1 \dots 0,25)d = 0,12 \cdot 13 = 1,56 \text{ мм}$$

Число рабочих витков пружины:

$$z_{раб} = \frac{l_{раб}}{t} = \frac{120}{14,6} = 8,2$$

где:  $t = d + s = 14,5 \text{ мм}$  - шаг ненагруженной пружины.

Предельная длина пружины:

$$L_{\text{пред}} = z_{\text{раб}} \cdot d = 8,2 \cdot 13 = 106 \text{ мм}$$

Определяем усадку пружины при её нагружении из соотношения :

$$\Delta L = \frac{L_{\text{раб}} - L_{\text{пред}}}{1 - \frac{P}{P_{\text{пред}}}} = \frac{120}{1 - \frac{600}{180}} = 21 \text{ мм}$$

Длина пружины в рабочем состоянии :

$$L = L_{\text{пред}} + \Delta L$$

Наибольший и наименьший диаметры конусов:

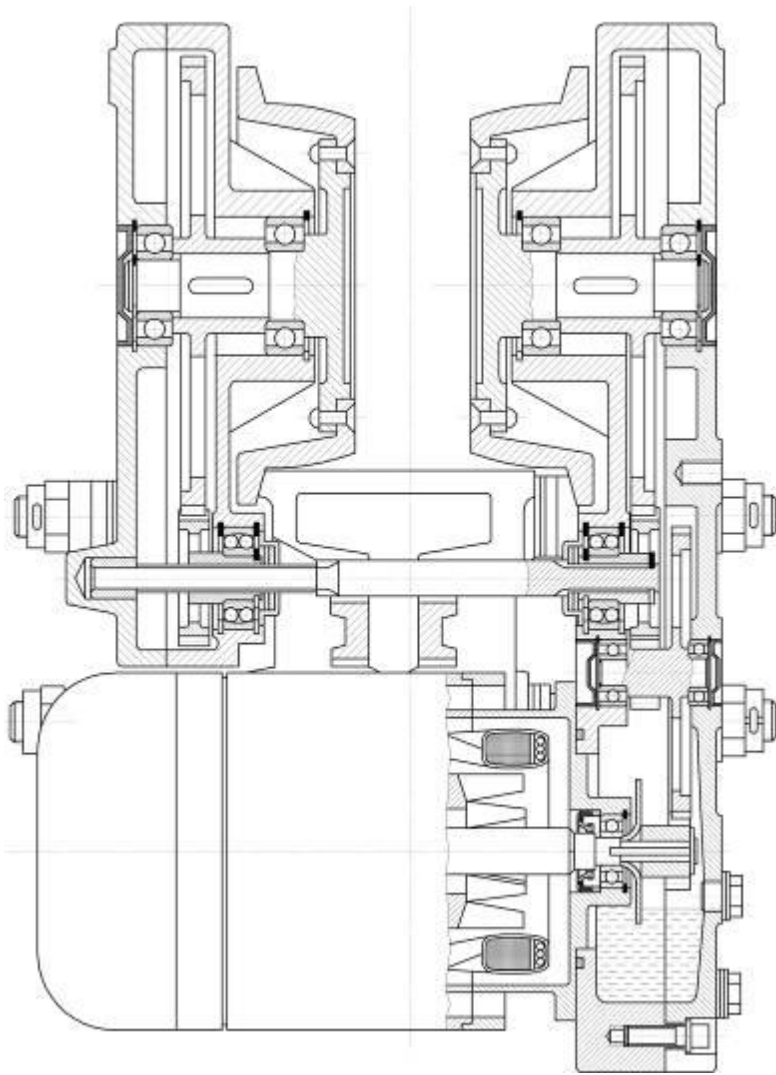
$$D_{\text{max}} = D_{\text{cp}} + b \sin \frac{\beta}{2} = 30 + 100 \sin 8 = 314 \text{ мм}$$

$$D_{\text{min}} = D_{\text{cp}} - b \sin \frac{\beta}{2} = 300 - 14 = 286 \text{ мм}$$

Давление на рабочей поверхности конуса:

$$p = \frac{4P}{\pi(D_{\text{max}}^2 - D_{\text{min}}^2)} = \frac{4 \cdot 600}{3,14(31,4^2 - 28,6^2)} = 4,5 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

#### 4. Расчёт приводной тележки электротали



Имеются два редуктора - правый и левый, соединённых между собой тремя стяжками. На правом редукторе, являющимся ведущим, закреплён электродвигатель механизма передвижения. Колёса тележки установлены на выходных валах редукторов. Приводная и холостая тележка присоединены шарнирно к траверсе, образуя механизм передвижения тали.

Полное сопротивление передвижению электротали, складывается из сопротивлений от трения при движении и от уклона пути. Груз перемещается электроталью по двутавровой балке на расстояние  $l$  см. Допустимый местный уклон, отношение стрелы прогиба к расстоянию между двумя опорами  $d = 0,003$

Соппротивление движению от трения

$$W_T = R_T(Q + G_o) \frac{2\mu + df}{D_k} = 2,5(3200 + 470) \frac{2 \cdot 0,04 + 4 \cdot 0,015}{17,5} = 73 \text{ кгс} \quad \text{где:}$$

$G_o = 470$  кгс - вес электротали

$D_k = 17,5$  см - диаметр ходового колеса

$d = 4$  см - диаметр цапфы

$m = 0,04$  см

$f = 0,015$  - коэффициент трения в шарикоподшипниках опоры

$R_f = 2,5 \dots 3$  - коэффициент учитывающий дополнительные сопротивления от трения реборд и торуов ступени ходовых колёс.

Соппротивление движению от уклона пути:

$$W_{ук} = W_T + W_y = 73 + 11 = 84 \text{ кгс}$$

Статическая мощность для перемещения тележки с грузом

$$N_{ст} = \frac{W_{\mathcal{G}_T}}{102 \eta_m} = \frac{84 \cdot 0,334}{102 \cdot 0,85} = 0,32 \text{ кВт}$$

$\eta_m = 0,85$  - КПД передачи при полной нагрузке

Принимаем электродвигатель типа АОЛ - 22 - 4 мощностью  $N = 0,4$  кВт

$n = 1410 \text{ мин}^{-1}$  щ =  $147,6$  рад/с

$M_{\max}/M_n = 2,2$   $J_1 = 0,000201$  кгс  $\cdot$  м  $\cdot$  с<sup>2</sup>

Частота вращения ходового колеса:

$$n_k = \frac{60 \mathcal{G}_T}{\pi D_R} = \frac{60 \cdot 0,334}{3,14 \cdot 0,175} = 36,5 \text{ мин}^{-1}$$

Передаточное число редуктора:

$$U_{pp} = n/n_k = 1410/36,5 = 38,63$$

Фактическое передаточное число редуктора:

$$U_{cp} = \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{110}{13} \cdot \frac{61}{14} = 36,87$$

Фактическая скорость движения тележки:

$$g_{cp} = \frac{n}{u_p} \pi D_k = \frac{1410}{36,87} \cdot 3,14 \cdot 0,175 = 21 \text{ м / мин}$$

Номинальный момент двигателя:

$$M_H = 975 \frac{N}{n} = \frac{975 \cdot 0,4}{1410} = 0,277 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

Статический момент при нагружении тележки:

$$M = \frac{W}{2} \cdot \frac{D_k}{\eta_M \cdot u_p} = \frac{84 \cdot 0,175}{2 \cdot 0,85 \cdot 36,87} = 0,235 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

Момент электродвигателя при пуске:

$$M_{п} = 1,5 \cdot M_H = 1,5 \cdot 0,277 = 0,42 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

Максимальный момент электродвигателя при пуске принимают равным наибольшему значению, указанному в каталоге, с учётом падения напряжения в сети до 10%, т.е.

$$M_1 = 22 M_H \left( \frac{0,9 g_H}{g_H} \right)^2 = 22 \cdot 0,277 \cdot 0,81 = 0,5 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

Средний момент электродвигателя при пуске:

$$M_{п.ср.} = \frac{M_1 + M_п}{2} = \frac{0,5 + 0,42}{2} = 0,46 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

Приведённый момент инерции тележки механизма передвижения с грузом:

$$J_{пр} = \delta J_{р.ш.} + \frac{(m_T + m_{сг}) R_K^2}{g^2 \eta_M} = 1,2 \cdot 0,000251 + \frac{374 \cdot 0,0875^2}{36,87^2 \cdot 0,85} = 0,00077 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$$

где:

$$J_{р.ш.} = J_p + J_{ш} = 0,000201 + 0,00005 = 0,000251 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$$

$J_{ш} = 0,00005 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$  - момент инерции шестерни, закреплённой на валу электродвигателя.

Время пуска двигателя:

$$t_{п} = \frac{J_{пр} \cdot \omega}{M_{п.ср} - M_{сг.п}} = \frac{0,00277 \cdot 147,6}{0,46 \cdot 0,235} = 1,82 \text{ с}$$

Путь тележки с грузом за время её разгона:

$$t_{п} = \frac{V_{ср}}{2} \cdot t_{п} = \frac{0,35}{2} \cdot 1,82 = 0,32 \text{ м}$$

Сила сопротивления передвижению электротали без груза:

$$W_1 \cdot 0,03360 = 0,03 \cdot 470 = 14 \text{ кгс}$$

Момент сопротивления передвижению электротали без груза:

$$M_1 = \frac{W_1 \cdot D_k}{2 \cdot V_p \cdot \eta_H} = \frac{14 \cdot 0,175}{2 \cdot 36,87 \cdot 0,7} = 0,047 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

Приведённый момент инерции механизма передвижения без груза:

$$J_{пр.х} = S \cdot J_{рш} + \frac{m_T \cdot R_k^2}{V_p^2 \cdot \eta_M} = 1,2 \cdot 0,000251 \cdot \frac{47,9 \cdot 0,0875^2}{36,87^2 \cdot 0,7} = 0,00056 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$$

Время пуска электродвигателя при незагруженной электротали:

$$t_{пх} = \frac{0,00056 \cdot 147,6}{0,46 - 0,047} = 0,2 \text{ с}$$

Путь тележки без груза за время её разгона:

$$L = \frac{V_{ср}}{2} \cdot t_{пх} = \frac{0,35}{2} \cdot 0,2 = 0,035 \text{ м}$$

Среднее ускорение при пуске механизма передвижения с грузом и без груза:

$$a = \frac{V_{ср}}{t \cdot \eta} = \frac{0,35}{0,82} = 0,19 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

$$a_x = \frac{0,35}{0,2} = 1,75 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Коэффициент запаса сцепления нагруженной электротали:

$$R_{сч} = \frac{c_{ш} \cdot \varphi}{W + (Q + G_0) \left( \frac{a}{9,81} - \frac{n_{пр}}{n_k} \cdot f \cdot \frac{a}{D_k} \right)} \geq 1,2 = \frac{1835 \cdot 0,20}{84 + (3200 + 470) \left( \frac{0,19}{9,18} - \frac{2}{4} \cdot 0,05 \cdot \frac{4}{17,5} \right)} = 2,47$$

где:

$C_{ш}=1835$  кгс - суммарная сила давления двух приводных колёс на рельсы электротали с грузом

$\mu = 0,20$  - коэффициент сцепления колеса с рельсом механизмов, работающих в закрытых помещениях

$n_k$  - общее число колёс

$n_{пр}$  - число приводных колёс