

ОБРАЗЕЦ

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет
(СибАДИ)»

Расчетно-графическая работа

КРАН САМОХОДНЫЙ С БАШЕННЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ

Омск – 2020

Содержание

Введение.....	3
1 Расчёт механизма подъёма груза.....	4
1.1 Выбор схемы полиспаста.....	4
1.2 Расчёт усилий в канате и выбор каната.....	5
1.3 Выбор конструкции барабана и определение его размеров.....	6
1.4 Расчёт крепления каната.....	9
1.5 Расчёт грузовой подвески.....	11
1.5.1 Выбор подшипника блока.....	11
1.5.2 Расчёт оси	13
1.5.3 Выбор крюка, расчёт гайки крюка.....	14
1.5.4 Выбор подшипника под гайку крюка.....	16
1.5.5 Расчёт траверсы.....	16
1.5.6 Расчёт щеки.....	18
1.6 Определение мощности выбор двигателя.....	19
1.7 Выбор стандартных элементов.....	22
1.7.1 Выбор редуктора.....	22
1.7.2 Выбор муфты.....	23
1.8 Выбор тормоза.....	23
Заключение.....	25
Список использованных источников.....	26
Приложение.....	27

Введение

Грузоподъёмные машины – это класс подъёмно-транспортных машин, которые предназначены для подъёма грузов в вертикальной плоскости.

Целью расчетной работы по грузоподъёмным машинам:- спроектировать механизм подъема самоходного крана с башенным оборудованием, а также, освоение основных расчётов грузоподъёмных машин на примере самоходного крана.

Главными задачами студента являются:

- освоение методов расчёта крановых механизмов и их приводов;
- выбор на основе этих расчетов нормализованных и стандартных сборочных единиц, их рациональная компоновка;
- закрепление сведений о данном кране при выполнении и оформлении технических документов работы.

1 Расчёт механизма подъёма груза

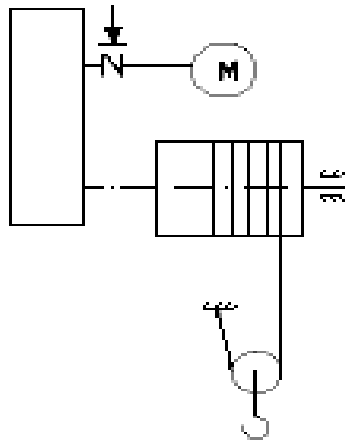


Рисунок 1 – Кинематическая схема МПП

1.1 Выбор схемы полиспаста

Ориентировочная кратность полиспаста

$$U_{\Pi}^0 = Q/4 \dots 6 = 1,5 \quad (1)$$

Принимаем $U_{\Pi}^0 = 2$.

Для самоходных стреловых кранов используется одинарный полиспаст.

Определение фактической кратности полиспаста:

$$U_{\Pi} = z / z_{\text{H}}; \quad (2)$$

где z – число канатов, на которых висит груз,

z_{H} – число канатов, наматываемых на барабан.

$$U_{\Pi} = 2 / 1 = 2$$

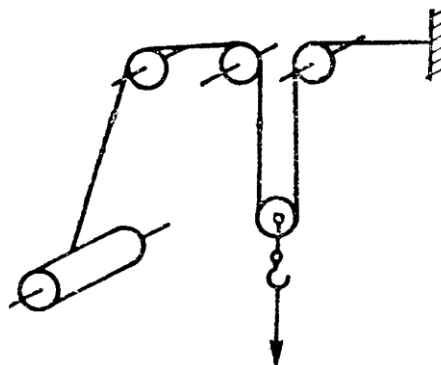


Рисунок 2 – Схема полиспаста

1.2 Расчёт усилий в канате и выбор каната

Определение максимального усилия в ветви каната, набегающей на барабан:

$$F_6 = \frac{Q \cdot g}{Z_n \cdot U_n \cdot \eta_n} = \frac{++++ \cdot 9,81}{1 \cdot 2 \cdot 0,94} = 31310 \text{ Н}$$

(1)

где F_6 - тяговое усилие полиспаста, кН;

Q – номинальная грузоподъёмность крана, кг;

g - ускорение свободного падения, м/с²;

Z_n - количество канатов на барабане

$Z_n=1$ для одинарного полиспаста;

η_i - КПД полиспаста;

U_n – кратность полиспаста, $U_n=2$.

$$\eta_n = \eta_6^{n+2} = 0,99^{4+2} = 0,94.$$

где η_6 - КПД блока, $\eta_6 = 0,99$;

n - количество блоков, согласно схеме, $n=4$.

Определение разрушающей нагрузки:

$$F_p \geq F_6 \cdot z_p = 31310 \cdot 4,5 = 140895 \text{ Н} = 140,9 \text{ кН}. \quad (2)$$

где z_p – коэффициент использования каната (минимальный коэффициент запаса прочности каната), для группы режима крана М5, $z_p=4,5$; /2/

F_6 – натяжение каната, кН.

По значению разрушающей нагрузки подбираем стандартный канат двойной свивки типа ЛК–РО 6х36 проволок с одним органическим сердечником ГОСТ 7668 – 80

$$d_k=18 \text{ мм};$$

$$S_p=161,5 \text{ кН};$$

$$m=1245 \text{ кг}.$$

Канат выбираем из справочника /4/ по разрушающей нагрузке:

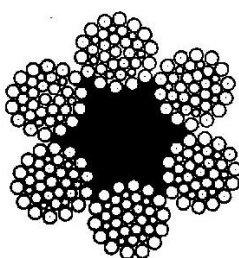


Рисунок 3 – Эскиз сечения каната

1.3 Выбор конструкции барабана и определение его размеров

Определение диаметра барабана /8/:

$$D_{бар} = d_k \cdot h_i = 18 \cdot 18 = 324 \text{ мм} = 0,324 \text{ м} \quad (3)$$

где d_k - диаметр каната, $d_k=18$ мм;

h_i - коэффициент выбора диаметра, для группы режима М5 $h_i=18$.

По ГОСТ 22644-77 принимаем диаметр барабана $D_{бар} = 0,4 \text{ м}$.

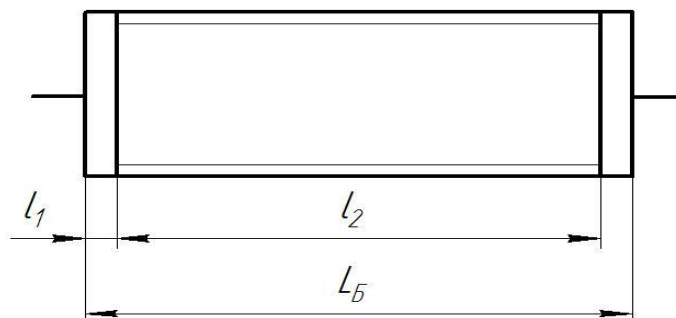


Рисунок 4 – Схема барабана для одинарного полиспада

Определение длины барабана с односторонней нарезкой /8/:

$$L_{\sigma} = 2 \cdot l_1 + l_2 = 2 \cdot 36 + 440 = 512 \text{ мм.} \quad (4)$$

где l_1 - длина буртика;

l_2 - длина нарезной части барабана.

Длины определяются по формулам /8/:

$$\begin{aligned} l_1 &= 2 \cdot d_k = 2 \cdot 18 = 36 \text{ мм;} \\ l_2 &= Z \cdot t = 22 \cdot 20 = 440 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (5)$$

где Z - общее количество витков;

t - шаг навивки каната на барабан.

Определение общего количества витков /8/:

$$Z = Z_p + Z_k + Z_z = 16 + 3 + 3 = 22. \quad (6)$$

где Z_p - количество рабочих витков;

Z_k - количество витков идущих на крепление каната к барабану, $Z_k = 3$;

Z_z - количество запасных витков, $Z_z = 3$.

Определение количества рабочих витков /8/:

$$Z_p = \frac{H \cdot U}{\pi \cdot D_{\text{бар}}} = \frac{++ \cdot 2}{3,14 \cdot 0,4} = 15,92 = 16 \quad (7)$$

Принимаем $Z_p = 16$.

Определение шага навивки /8/:

$$t = d_k + (1 \dots 2) = 18 + 2 = 20 \text{ мм.} \quad (8)$$

Определение размеров профиля канавок на барабане /8/:

глубина канавки:

$$c = 0,4 \cdot d_k = 0,4 \cdot 18 = 7,2 \text{ мм;}$$

радиус канавки:

$$r = 0,6 \cdot d = 0,6 \cdot 18 = 10,8 \text{ мм}$$

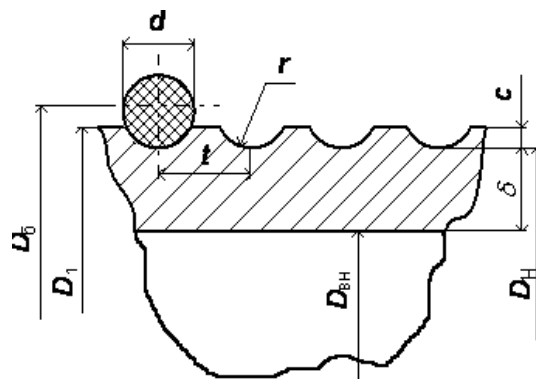


Рисунок 5 – Профиль канавок на барабане

Определение основных размеров сечения барабана /8/:

$$D_n = D_{бар} - d_k = 400 - 18 = 382 \text{ мм.} \quad (9)$$

Определение наружного и внутреннего диаметров барабана /8/:

$$D_1 = D_n + 2 \cdot c = 382 + 2 \cdot 7,2 = 396,4 \text{ мм.} \quad (10)$$

$$D_{вн} = D_n - 2 \cdot \delta = 382 - 2 \cdot 10 = 362 \text{ мм.} \quad (11)$$

где δ - толщина стенки барабана.

Определение толщины стенки стального барабана /8/:

$$\delta_{cm} = 0,01 \cdot D_1 + 5 \text{ мм} = 0,01 \cdot 3,964 + 5 = 8,964 \text{ мм}. \quad (12)$$

Принимаем толщину стенки $\delta_{cm} = 10 \text{ мм}$.

Проверка барабана на прочность /8/:

$$\sigma = \frac{F_{бар}}{\delta \cdot t} \leq [\sigma] \quad (13)$$

где $[\sigma]$ - допускаемый предел прочности, $[\sigma] = 80 \text{ МПа}$.

Определение допустимого напряжения на барабан /8/:

$$\sigma = \frac{F_{бар}}{\delta \cdot t} \leq [\sigma] = \frac{31310}{0,01 \cdot 0,02} = 156,55 \text{ МПа}.$$

Условие $\sigma \leq [\sigma]$ не выполняется. Увеличим толщину стенки барабана

$\delta_{cm} = 20 \text{ мм}$.

$$\sigma = \frac{F_{бар}}{\delta \cdot t} \leq [\sigma] = \frac{31310}{0,02 \cdot 0,02} = 78,3 \text{ МПа}.$$

Условие $\sigma \leq [\sigma]$ выполняется.

1.4 Расчет крепления каната

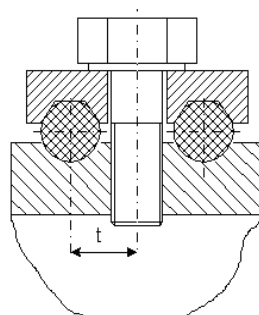


Рисунок 6 – Эскиз крепления каната к барабану

Определение расчетного напряжения каната /2/:

$$F = \frac{F_{\sigma}}{e^{\alpha f}} = \frac{31310}{2,72^{9,42 \cdot 0,12}} = 10102,9H. \quad (14)$$

где e - основание натурального логарифма, $e = 2,72$ /2/

α - угол обхвата барабана, $\alpha = 3 \cdot \pi = 9,42$

f - коэффициент трения, $f = 0,12$ /2/

Определение усилия прижатия планки /2/:

$$F_p = \frac{k \cdot 0,85 \cdot F}{m \cdot f_1} = \frac{1,25 \cdot 0,85 \cdot 10102,9}{1 \cdot 0,35} = 30669,6H. \quad (15)$$

где f_1 - приведенный коэффициент трения между канатом и планкой,

$f = 0,35$; /2/

k – коэффициент запаса надежности крепления каната к барабану; $k=1,25$.

m - коэффициент, учитывающий Эйлерову силу за счет крепежных витков, принимаем $m=1$. /6/

Определение допустимого усилия на болт М18 /2/:

$$F_{uu} = [\sigma]_p \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 80 \cdot \frac{3,14 \cdot 14,93^2}{4} = 13998,4H. \quad (16)$$

где $[\sigma]_p$ - допускаемое напряжение, $[\sigma]_p = 80$ МПа /2/;

d_1 -внутренний диаметр резьбы болта М18, $d_1 = 14,93$ мм /1/.

Определение количества планок /2/:

$$Z = \frac{F_p}{F_{uu}} = \frac{30669,6}{13998,4} = 2,2. \quad (17)$$

Принимаем 3 планки.

1.5 Расчет грузовой подвески

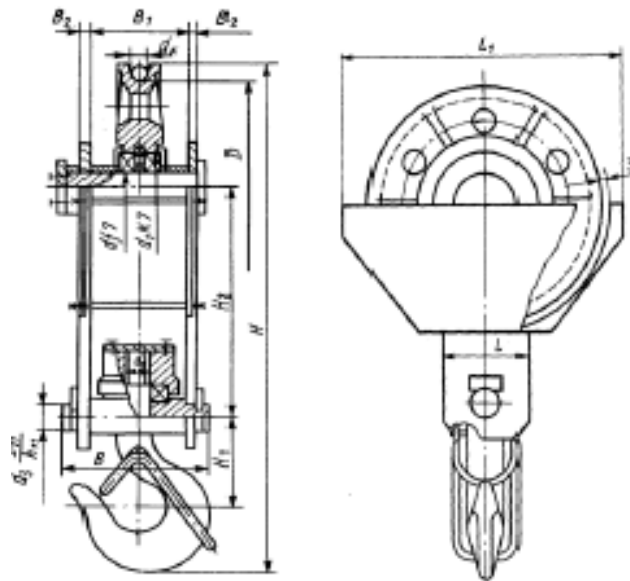


Рисунок 7 – Схема грузовой подвески

1.5.1 Выбор подшипника блока

Определение диаметра блока /2/:

$$D_{\sigma} = d_{\kappa} \cdot h_i = 0,018 \cdot 20 = 0,36 \text{ м.} \quad (18)$$

где d_{κ} - диаметр каната, $d_{\kappa} = 18$ мм;

h_i - коэффициент выбора диаметра, для группы режима М5 /8/: $h_i = 20$.

Принимаем по ОСТ 24.191.05 «Блоки для стальных канатов» $D_{\sigma} = 0,38 \text{ м.}$

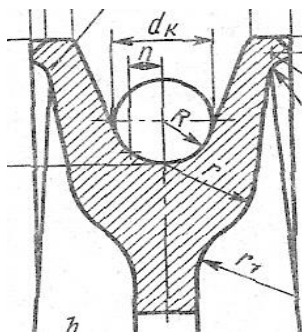


Рисунок 8 – Эскиз блока

Определение коэффициента динамической работоспособности подшипника /2/:

$$C = F_{np} \cdot \left(60 \cdot n_{\delta n} \cdot L_h / 10^6 \right)^{1/\alpha} = 33868,8 \cdot \left(60 \cdot 30,17 \cdot \frac{4800}{10^6} \right)^{1/3} = 69628,8Н. \quad (19)$$

где F_{np} - приведенная нагрузка на подшипник, Н;

$n_{\delta n}$ - частота вращения блока, мин^{-1} ;

L_h - срок службы блока в часах, $L_h = 4800\text{час}$;

$\alpha = 3$.

Определение частоты вращения блока /2/:

$$n_{\delta n} = \frac{60 \cdot V_z \cdot U_n}{\pi \cdot D_{\delta}} = \frac{60 \cdot 1,2 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,38} = 30,17 \text{ мин}^{-1}. \quad (20)$$

где V_z - скорость подъема груза;

U_n - кратность полиспаста;

D_{δ} - диаметр блока.

Определение приведённой нагрузки /2/:

$$F_{np} = F_{\max} \cdot K_Q \cdot K_K \cdot K_{\sigma} \cdot K_T = 29400 \cdot 0,8 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1 = 33868,8Н. \quad (21)$$

где F_{\max} - максимальная нагрузка на подшипник, Н;

K_Q - коэффициент переменности нагрузки, $K_Q = 0,8$;

K_K - коэффициент, учитывающий вращение наружного кольца,
 $K_K \approx 1,2$;

K_{σ} - коэффициент, учитывающий тип механизма, $K_{\sigma} = 1,2$;

K_T - коэффициент, учитывающий температурный режим, $K_T = 1$.

Определение максимальной нагрузки на подшипник /2/:

$$F_{\max} = \frac{Qg}{z_{\text{бл}} \cdot z_n} = \frac{+++ \cdot 9,8}{1 \cdot +} = 29400H. \quad (22)$$

где $z_{\text{бл}}$ - количество блоков на оси, $z_{\text{бл}} = 1$;

z_n - количество подшипников в блоке, принимаем $z_n = +$

По справочнику /1/ из средней серии выбираем радиальный подшипник 310 (ГОСТ 8338 – 75):

$D = 110\text{мм}$; $B = 27\text{мм}$; $C = 72000H$; $d = 50\text{мм}$.

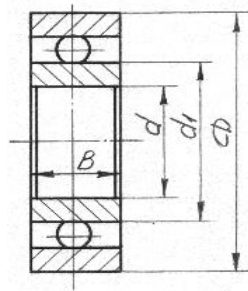


Рисунок 9 – Эскиз радиального подшипника

1.5.2 Расчёт оси блока

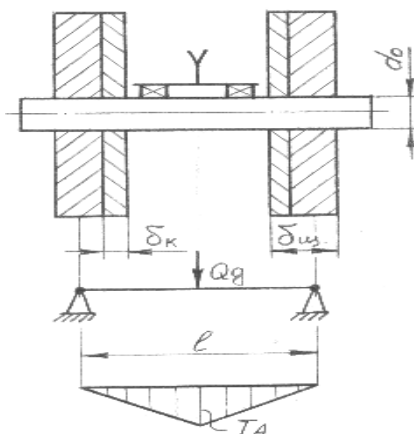


Рисунок 10 – Схема к расчёту оси блока

Определение диаметра оси блока /2/:

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{T_A}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{1470}{0,1 \cdot 120 \cdot 10^6}} = 0,497 \text{ мм.} \quad (23)$$

где $[\sigma_u]$ - допускаемое напряжение, $[\sigma_u] = 120 \text{ МПа}$;

T_A - максимальный изгибающий момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Принимаем $d_o = 50 \text{ мм}$.

Определение максимального изгибающего момента /2/:

$$T_A = \frac{Q \cdot g \cdot l}{4} = \frac{9,81 \cdot 0,1}{4} = 1470 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (24)$$

где l - длина оси, м.

Определение длины оси /2/:

$$l = z_{\text{бл}} \cdot B_{\text{бл}} + 2\delta_{\text{к}} + \delta_{\text{щ}} = 1 \cdot 81 + 2 \cdot 2 + 15 = 100 \text{ мм.} \quad (25)$$

где $z_{\text{бл}}$ - количество блоков, $z_{\text{бл}} = 1$;

$B_{\text{бл}}$ - ширина блока, $B_{\text{бл}} = 3 \cdot B_n = 3 \cdot 27 = 81 \text{ мм}$;

B_n - ширина подшипника, $B_n = 27 \text{ мм}$;

$\delta_{\text{щ}}$ - толщина щеки, $\delta_{\text{щ}} = 15 \text{ мм}$;

$\delta_{\text{к}}$ - толщина кожуха, $\delta_{\text{к}} = 2 \text{ мм}$.

1.5.3 Выбор крюка, расчет гайки крюка

Производим выбор заготовки крюка по грузоподъемности и группе режима работы. Примем кованый однорогий крюк №14 с наибольшей грузоподъемностью при группе режима М5 15,3 тонн /4/.

Основные размеры:

Резьба М48;

$d = 56 \text{ мм}$;

$d_1 = 48 \text{ мм}$;

Тип заготовки 14А ГОСТ 6627 - 74.

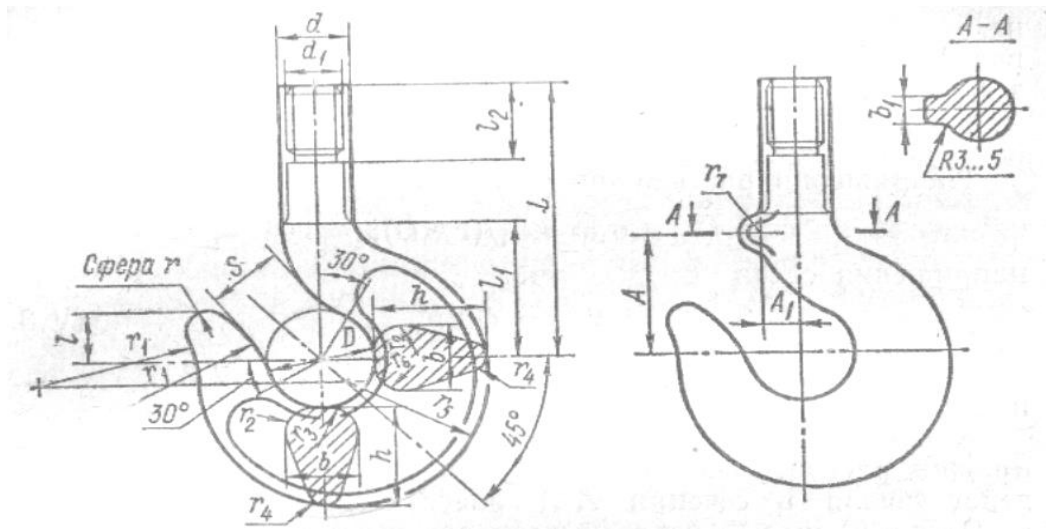


Рисунок 11 – Эскиз крюка

Определение диаметра и высоты гайки крюка /2/:

$$D_2 = 2 \cdot d_{рез} = 2 \cdot 48 = 96 \text{ мм.} \quad (26)$$

где D_2 – диаметр гайки крюка, мм;

$d_{рез}$ – наружный диаметр резьбы на хвостике крюка.

$$h_2 = 10 \cdot p = 10 \cdot 5,0 = 50 \text{ мм.} \quad (27)$$

где p – шаг резьбы.

Проверка высоты гайки из условия напряжения смятия /2/:

$$h_2 = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot Q \cdot p}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot [\sigma_{см}]} = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot 6 \cdot 5}{3,14 \cdot (56^2 - 48^2) \cdot 35} = 13,12 \text{ мм.} \quad (28)$$

где h_2 – высота гайки крюка с учетом проверки на смятие, мм;

p – шаг резьбы, $p = 5$ мм;

$[\sigma_{см}]$ – допустимое напряжение на смятие, $[\sigma_{см}] = 35 \text{ МПа}$;

d_1 – внутренний диаметр резьбы;

d – наружный диаметр резьбы.

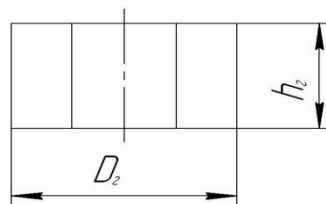


Рисунок 12 – Эскиз гайки крюка

1.5.4 Выбор подшипника под гайку крюка

Подшипник выбираем по статической грузоподъемности /2/:

$$C_0 = 1,25 \cdot Q \cdot g = 1,25 \cdot + + + + \cdot 9,8 = 73500H. \quad (29)$$

По справочнику /1/ выбираем упорный однорядный подшипник 8210 (ГОСТ 8338 – 75).

Установочные размеры: $D = 78\text{мм}$; $H = 22\text{мм}$; $d = 50\text{мм}$.

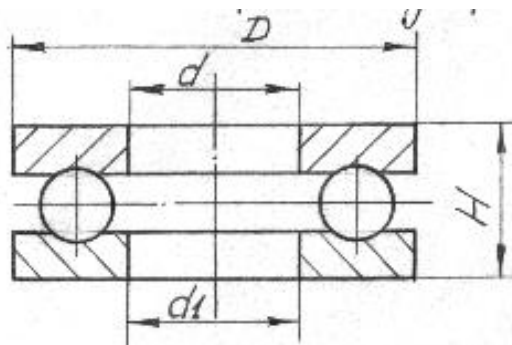


Рисунок 13 – Эскиз упорного однорядного подшипника

1.5.5 Расчет траверсы

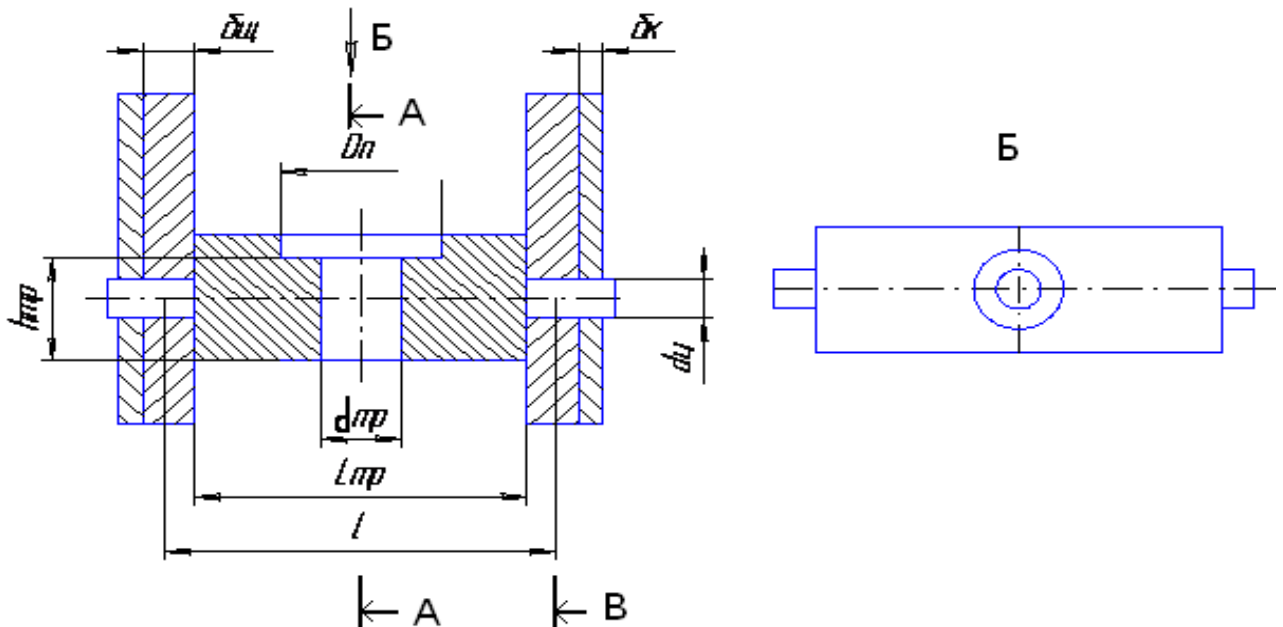


Рисунок 14 – Эскиз траверсы для нормальной подвески

Определение ширины траверсы /2/:

$$B_{mp} = D_n + 20 = 78 + 20 = 98 \text{ мм.} \quad (30)$$

где D_n - диаметр подшипника.

Определение диаметра траверсы /2/:

$$d_{mp} = d_{xk} + 2 = 48 + 2 = 50 \text{ мм.} \quad (31)$$

где d_{xk} - диаметр хвостовика крюка.

Определение длины траверсы /2/:

$$L_{mp} = D_n + 15 = 78 + 15 = 93 \text{ мм.} \quad (32)$$

Определение расстояния между опорами /2/:

$$l = L_{mp} + 2\delta_k + \delta_{щ} = 93 + 2 \cdot 2 + 15 = 112 \text{ мм.} \quad (33)$$

Длины оси блоков и траверсы должны быть равны. Поэтому из конструктивных соображений принимаем $l=112$ мм.

Определение высоты траверсы /2/:

$$h_{mp} = \sqrt{\frac{6 \cdot T_A}{[\sigma_u] \cdot (B_{mp} - d_{mp})}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 1646,4}{120 \cdot 10^6 \cdot (0,098 - 0,05)}} = 0,041 \text{ м.} \quad (34)$$

где T_A - изгибающий момент в сечении А – А;

Определение изгибающего момента в сечении А – А /2/:

$$T_A = \frac{Q \cdot g \cdot l}{4} = \frac{++++ \cdot 9,8 \cdot 0 +++}{4} = 1646,4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

(35)

Определение изгибающего момента в сечении Б – Б /2/:

$$T_B = \frac{Q \cdot g(l - L_{mp})}{2} = \frac{++++ \cdot 9,8 \cdot (0,112 - 0,093)}{2} = 558,6 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

(36)

Определение диаметра цапфы /2/:

$$d_u = \sqrt[3]{\frac{T_B}{0,1[\sigma_u]}} = \sqrt[3]{\frac{558,6}{0,1 \cdot 120 \cdot 10^6}} = 0,036 \text{ м} \quad (37)$$

где $[\sigma_{уб}]$ - допускаемый предел прочности, $[\sigma_c] = 120$ МПа.

Принимаем $d_y = 40$ мм.

1.5.6 Расчет щеки

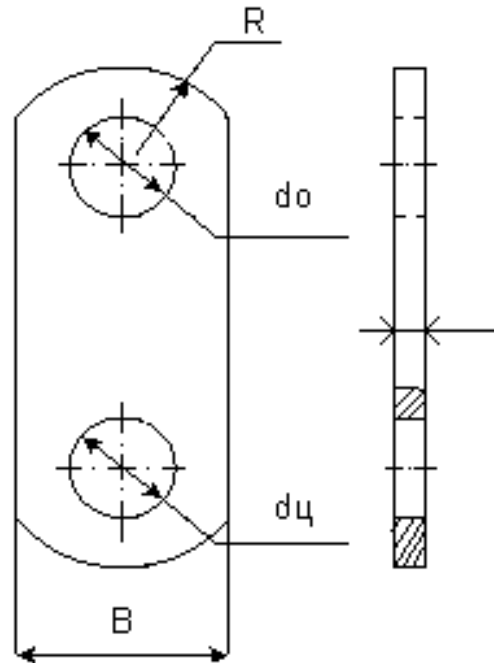


Рисунок 15 – Эскиз щеки

Определение ширины щеки /2/:

$$B = 2 \cdot d_o = 2 \cdot 50 = 100 \text{ мм.} \quad (38)$$

где d_o - диаметр оси траверсы.

Определение радиуса закругления траверсы /2/:

$$R = 0,6 \cdot B = 0,6 \cdot 100 = 60 \text{ мм.} \quad (39)$$

Проверка условия прочности при растяжении /2/:

$$\sigma = \frac{Q \cdot g}{2 \cdot (B_{щ} - d) \cdot \delta_{щ}} = \frac{++++ \cdot 9,8}{2 \cdot (0,1 - 0,05) \cdot 0,015} = 39,2 \text{ МПа.} \quad (40)$$

где $\delta_{щ}$ - толщина щеки, принимаем $\delta_{щ} = 15$ мм.

Условие прочности $\sigma \leq [\sigma_{н}]$: $39,2 \leq 80 [\text{МПа}] \Rightarrow$ условие выполняется.

1.6 Определение мощности и выбор электродвигателя

Электродвигатель выбираем из условия $P_1 \leq P_{расч}$.

Определение расчетной мощности электродвигателя /2/:

$$P_{расч} = P_{см} \cdot K_u \cdot K_p \cdot K_e \cdot K_{np} = 20,75 \cdot 0,7 \cdot 1,19 \cdot 0,82 \cdot 1,5 = 21,3 \text{ кВт}. \quad (41)$$

где $P_{см}$ - статическая мощность, кВт;

K_u - коэффициент использования номинальной грузоподъемности /8/,

$$K_u = 0,7;$$

K_e - коэффициент, учитывающий фактическую продолжительность включения /2/, $K_e = 0,82$;

K_p - коэффициент, учитывающий схему регулирования скорости /2/,

$$K_p = 1,19;$$

K_{np} - коэффициент пусковых потерь /2/, $K_{np} = 1,5$.

Определение статической мощности /2/:

$$P_{см} = \frac{Q \cdot g \cdot V_z}{10^3 \cdot \eta_{мех}} = \frac{++++ \cdot 9,8 \cdot 0,3}{10^3 \cdot 0,85} = 20,75 \text{ кВт}.$$

(42)

где $\eta_{мех}$ - общий КПД механизма /2/, $\eta_{мех} = 0,85$.

Выбираем двигатель с мощностью, которая бы удовлетворяла условию:

$$P_1 \leq P_{расч}.$$

Принимаем электродвигатель МТН 312-6 /7/ с техническими характеристиками:

Частота вращения вала $n=945 \text{ мин}^{-1}$;

Мощность на валу $P=17,5 \text{ кВт}$;

Пусковой момент $T=471$ Нм;

Момент инерции ротора $J=0,312$ кгм²;

Масса $m=210$ кг.

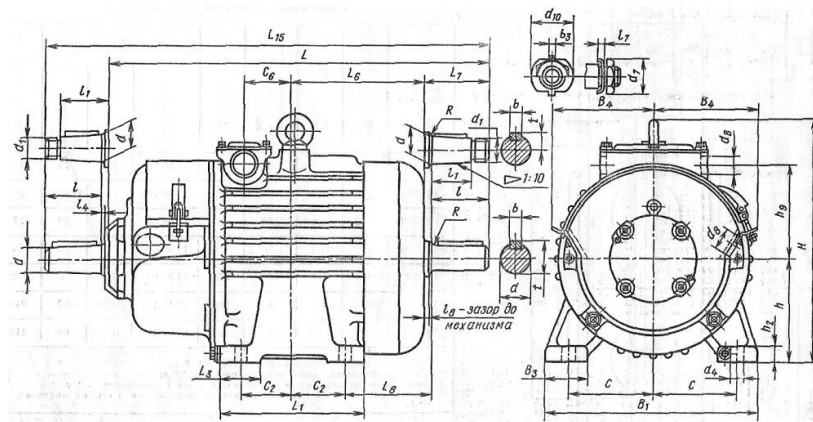


Рисунок 16 – Электродвигатель серии МТН

Проверка двигателя по пусковому моменту

Необходимо соблюдение условия /2/:

$$T_{\text{пуск}}^{\text{дв}} \geq T_{\text{пуск}}^{\text{мех}},$$

Определение пускового момента механизма /2/:

$$T_{\text{пуск}}^{\text{мех}} = T_c + T_{\text{ув}} + T_{\text{ун}} = 223,4 + 24,7 + 4,3 = 252,4 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (43)$$

где T_c - статический момент, Н·м;

$T_{\text{ув}}$ - инерционный момент от вращающихся масс, Н·м;

$T_{\text{ун}}$ - инерционный момент от поступательно движущихся масс, Н·м.

Определение статического момента /2/:

$$T_c = \frac{z_n \cdot F_{\sigma} \cdot D_{\sigma}}{2 \cdot U_p \cdot \eta_0} = \frac{1 \cdot 31310 \cdot 0,4}{2 \cdot 32,98 \cdot 0,85} = 223,4 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (44)$$

где z_n - количество ветвей каната закрепленных на барабане, $z_n = 1$;

U_p - передаточное число редуктора.

Определение передаточного числа редуктора /2/:

$$U_p = \frac{n_1}{n_6} = \frac{945}{28,66} = 32,98 \quad (45)$$

где n_6 - частота вращения барабана, мин.⁻¹;

n_1 - частота вращения двигателя, мин.⁻¹.

Определение частоты вращения барабана /2/:

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_z \cdot U_n}{\pi \cdot D_6} = \frac{60 \cdot + + + \cdot 2}{3,14 \cdot 0,4} = 28,66 \text{ мин}^{-1}. \quad (46)$$

Определение инерционного момента от вращающихся масс /2/:

$$T_{ув} = 1,2 \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot \tau_n} = 1,2 \cdot \frac{0,312 \cdot 945}{9,55 \cdot 1,5} = 24,7 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (47)$$

где τ_n - время пуска;

n_1 - частота вращения электродвигателя;

J_1 - момент инерции ротора электродвигателя.

Определение времени пуска /2/:

$$\tau_n = \frac{V_z}{[a]} = \frac{+ + +}{0,2} = 1,5 \text{ с}. \quad (48)$$

где $[a]$ - допускаемое ускорение.

Определение инерционного момента от поступательно движущихся масс /2/:

$$T_{ун} = \frac{9,55 \cdot Q \cdot V_z^2}{n_1 \cdot \tau_n \cdot \eta_0} = \frac{9,55 \cdot + + + + \cdot + +^2}{945 \cdot 1,5 \cdot 0,85} = 4,3 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (49)$$

Условие выполняется: $471 \geq 252,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

1.7 Выбор стандартных элементов

1.7.1 Выбор редуктора

Редуктор выбираем по крутящему моменту на тихоходном валу и передаточному числу.

Определение мощности редуктора /2/:

$$P_p = P_1 \cdot K = 17,5 \cdot 1 = 17,5 \text{ кВт.} \quad (50)$$

где P_p - мощность редуктора, кВт;

P_1 - мощность двигателя;

K - коэффициент, учитывающий тип механизма, $K=1$.

Определение крутящего момента на тихоходном валу /2/:

$$T_o = T_c \cdot U_p \cdot \eta_o = 223,4 \cdot 32,98 \cdot 0,85 = 6262,6 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (51)$$

где U_p - передаточное число редуктора.

Выбираем редуктор Ц2 – 650-40-11-М-У3 /4/:

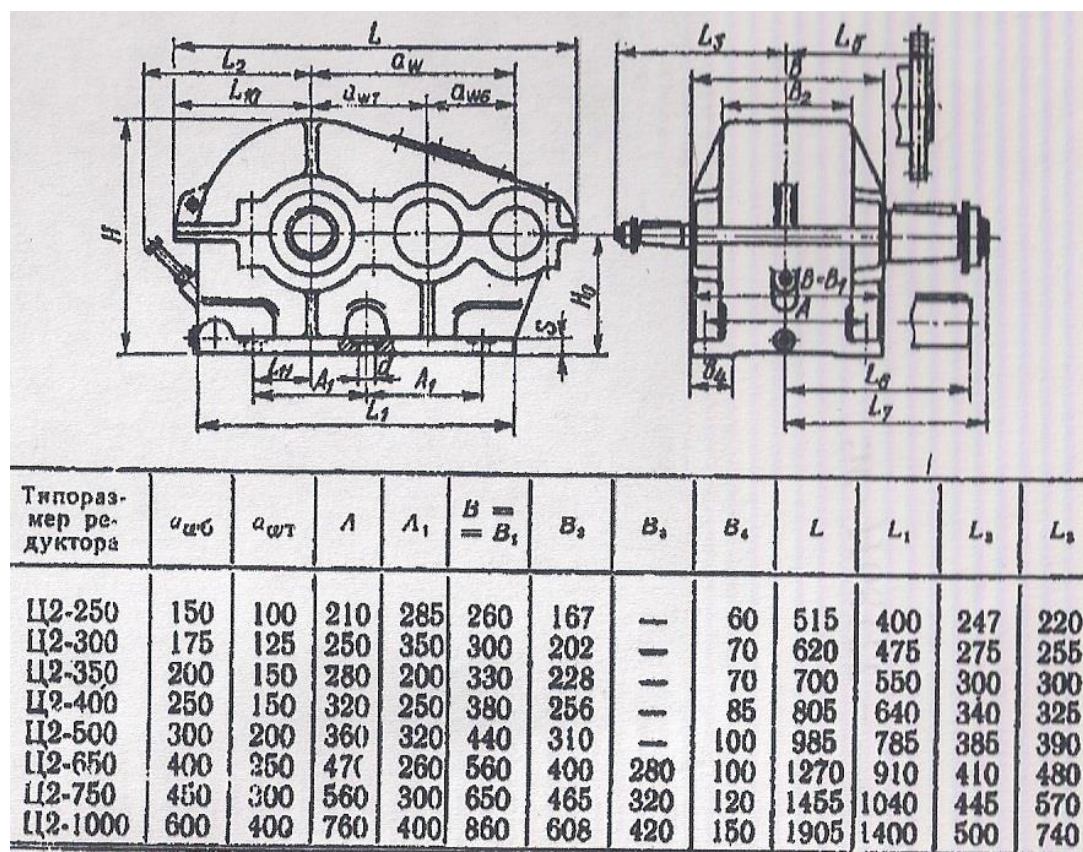


Рисунок 18 – Общий вид редуктора Ц2 – 650

1.7.2 Выбор муфты

Муфты выбирают по крутящему моменту T_m .

Определение крутящего момента /2/:

$$T_m = T_c \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 223,4 \cdot 1,3 \cdot 1,0 \cdot 1,5 = 435,6 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (52)$$

где T_c - статический момент;

K_1 - коэффициент, учитывающий тип механизма /2/, $K_1 = 1,3$;

K_2 - коэффициент, учитывающий группу режима /2/, $K_2 = 1,0$.

Выбираем муфту /4/: М31-1000-40-1-У3 ГОСТ 5006 – 55.

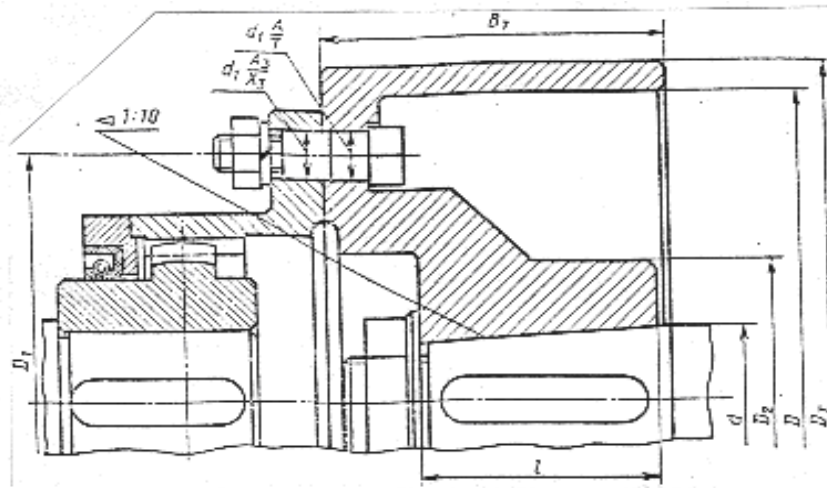


Рисунок 18 – Эскиз муфты

1.8 Выбор тормоза

Выбор тормоза производим по тормозному моменту.

Тормоз выбирается из условия /2/: $T_m \geq T_m^{расч.}$.

Определение расчётного тормозного момента /2/:

$$T_m^{расч.} = T_m^{мех} \cdot K_{зт} = 160,9 \cdot 1,5 = 241,35 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (53)$$

где $T_m^{мех}$ - тормозной момент механизма;

$K_{зт}$ - коэффициент запаса торможения /2/, $K_{зт} = 1,5$.

Определение тормозного момента механизма /2/:

$$T_m^{Mex} = T_c' + T_{ув} + T_{un}' = 133,1 + 24,7 + 3,1 = 160,9 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (54)$$

Определение слагаемых входящих в уравнение (54) /2/:

$$T_c' = \frac{z_n \cdot F_\delta \cdot D_\delta \cdot \eta_0}{2 \cdot U_p} = \frac{1 \cdot 31310 \cdot 0,4 \cdot 0,85}{2 \cdot 40} = 133,1 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (55)$$

$$T_{un}' = \frac{9,55 \cdot Q \cdot V_c^2 \cdot \eta_0}{n_1 \cdot \tau_m} = \frac{9,55 \cdot + + + + +^2 \cdot 0,85}{945 \cdot 1,5} = 3,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

(56)

где τ_m - время торможения /2/, $\tau_m = \tau_n = 1,5 \text{ с}$.

Из справочника /7/ выбираем тормоз ТКГ-200

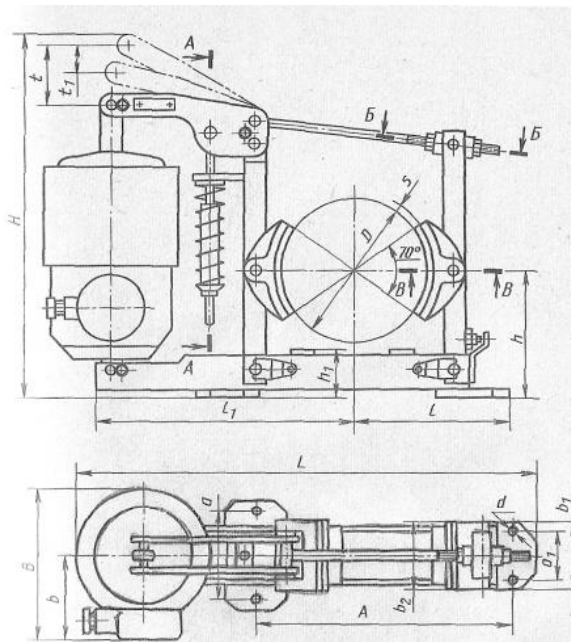


Рисунок 19 – Колодочный тормоз ТКГ

Заключение

В ходе выполнения работы были рассчитаны основные механизмы крана. Все механизмы удовлетворяют требованиям надежности, удобства монтажа и демонтажа, обслуживанию, безопасности. Все расчеты выполнены с соблюдением требований Ростехнадзора.

Список использованных источников

- 1 Ремизович Ю.В. Курсовой проект по грузоподъемным машинам. – М.: Высшая школа, 2003. – 28 с.
- 2 Ремизович Ю.В. Грузоподъемные машины. – М.: Высшая школа, 2008. – 85 с..
- 3 Справочник по кранам / Под ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988. Т.1. – 353 с.
- 4 Справочник по кранам / Под ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988. Т.2. – 559 с.
- 5 Курсовое проектирование грузоподъёмных машин / Под ред. С.А. Казака.- М.: Высшая школа, 1983. – 319 с

