

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт
Подъемно транспортные машины и роботы
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
Г.С. Гришко
«27.06.2016» 2016г

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

23.05.01 - «Наземные транспортно – технологические средства»
код и наименование специальности

Кран кругового действия г.п 360(205)/32т
тема проекта

Пояснительная записка

Руководитель Гришко 24.06.16
подпись, дата

к.т.н., доцент Г.С. Гришко
должность, ученая степень инициалы, фамилия

Выпускник Васильев 22.06.16
подпись, дата

А.Д. Васильев
инициалы, фамилия

Консультанты
По разделам:

Экономическая часть
наименование раздела _____
подпись, дата

Е.Е. Качуровская
инициалы, фамилия

Безопасность
и экологичность проекта
наименование раздела _____
подпись, дата

А.А. Калинин
инициалы, фамилия

Нормоконтролер Москвичева 22.06.16
подпись, дата

Л.Ф. Москвичева
инициалы, фамилия

Красноярск 2016

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Васильев			Лит.	Лист	Листов
Провер.		Гришко				2	111
Реценз.					Кран кругового действия г.п. 360(205)/32т ПТМиР		
Н. Контр.		Москвичева					
Утверд.		Гришко					

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Назначение, область применения, техническая характеристика крана.....	4
2 Обзор дисковых тормозов на основе информационного поиска.....	6
3 Расчеты, подтверждающие работоспособность и надежность работы крана.....	1
.....	1
3.1 Расчет механизма главного подъема.....	1
.....	1
3.2 Расчет механизма вспомогательного подъема.....	2
.....	4
3.3 Расчет механизма передвижения тележки.....	3
.....	5
3.4 Расчет механизма передвижения крана.....	4
.....	3
3.5 Расчет механизмов подвески 360 т.....	5
.....	3
4 Безопасность и экологичность проекта.....	5
.....	8
4.1 Расчет освещения.....	6
.....	1
4.2 Пожарная безопасность.....	6
.....	3
5 Технико-экономическое обоснование.....	6
.....	5
Заключение.....	7
.....	9
Список использованных источников.....	8
.....	0
Приложение А.....	8
.....	1

Взам	
Подпись	
Имя	

ВВЕДЕНИЕ

Мостовые краны применяются для обслуживания открытых и закрытых складов, погрузочных площадок, монтажа сборных строительных сооружений и оборудования, промышленных предприятий, обслуживания гидротехнических сооружений, перегрузки крупнотоннажных контейнеров и длинномерных грузов.

В настоящее время эксплуатация такого крана очень дорогостояща, так как, оборудование установленное на нем импортное. Редуктора и двигателя, с учетом сегодняшнего курса валюты становятся весьма дорогостоящими. Замена этих узлов на отечественные аналоги удешевит конструкцию, при таких же характеристиках, как и прежде.

Установка резервных дисковых тормозов на барабаны подъемов повысят безопасность при монтаже и обслуживании грузов. Дисковые тормоза все чаще и чаще используются в производстве кранов, они просты в эксплуатации, создают тормозной момент больше чем колодочные тормоза при тех же габаритах, у них меньшее время срабатывания, замена узлов не требует долго времени. Эта задача актуальна в производстве кранов, поэтому и взята для разработки в данном дипломном проекте.

Имя	Подпись	Взам
-----	---------	------

--	--	--	--	--	--

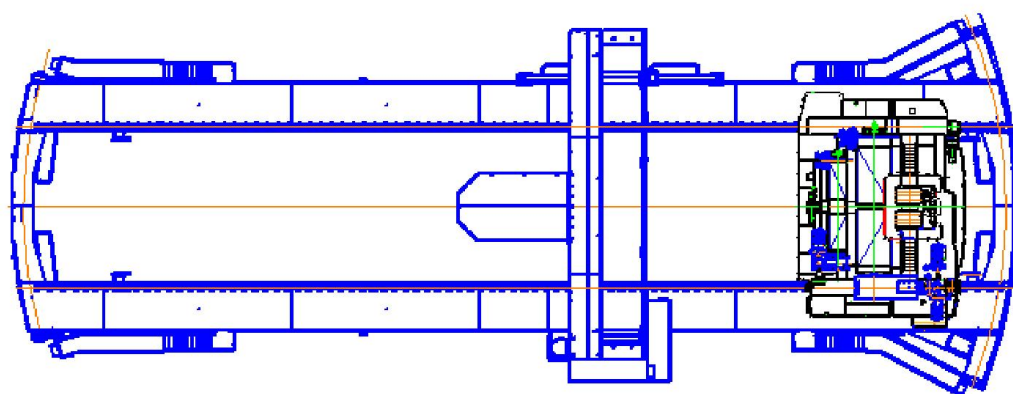
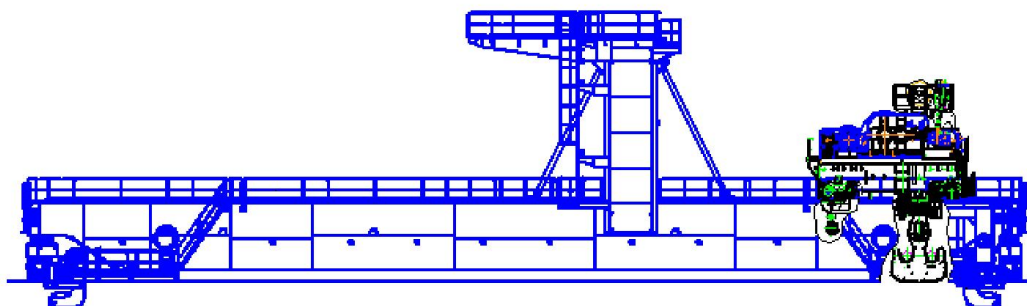
1 Назначение, область применения, техническая характеристика крана

Мостовые краны являются основным грузоподъемным оборудованием производственных цехов, закрытых и открытых складов, погрузочных площадок, применяются для монтажа сборных строительных сооружений, обслуживания гидротехнических сооружений. В качестве грузозахватного органа кранов служат: крюки, грейферы, электромагниты, захваты и другие специальные устройства. Кран мостовой электрический кругового действия грузоподъемностью 360(205)-32т пролетом 41,5м устанавливается в здании реакторного отделения Ленинградской АЭС (ЛАЭС-2) и предназначен:

в период строительства АЭС – для выполнения подъемно-транспортных операций по транспортировке и монтажу оборудования (реактора, парогенераторов и т.д.);

при эксплуатации АЭС, в период ППР и реконструкции – для выполнения транспортно-технологических операций со «свежим» и отработавшим топливом, радиоактивными отходами, элементами реакторной установки и т.д.;

при выводе АЭС из эксплуатации кран будет выполнять подъемно-транспортные операции по демонтажу оборудования герметичной зоны реакторного здания. На рисунке 1.1 представлена схема мостового крана.



Взам

Подпись

Имя

Рисунок 1.1 – Схема мостового крана

В таблице 1.1 приведены технические характеристики мостового крана.

Таблица 1.1 – Техническая характеристика крана

Основные параметры	Значение
Масса монтажного груза, т	360
Масса эксплуатационного груза, т	205
Масса груза вспомогательного подъема, т	32
Масса грузовой подвески, т	24,46
Масса грузовой подвески вспомогательной, т	0,280
Пролет крана, м	41,5
Высота главного подъема, м	28
Высота вспомогательного подъема, м	50
Режим работы главного подъема	M5
Режим работы вспомогательного подъема	M5
Скорость подъема основного груза, м/с	0,0167
Скорость подъема вспомогательного груза, м/с	0,1
Скорость передвижения тележки, м/с	0,267
Скорость передвижения крана, м/с	0,267

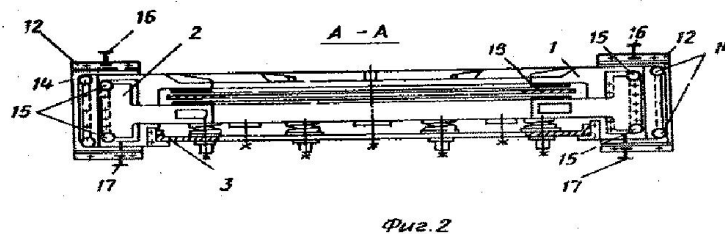
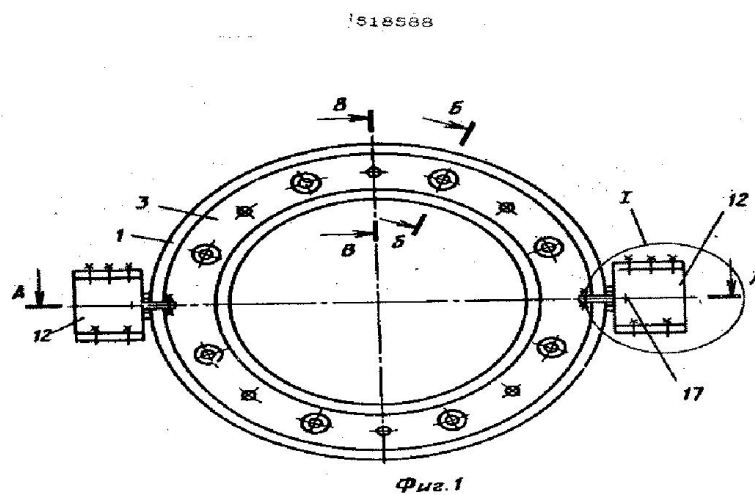
Имя	Взам
Подпись	

2 Обзор дисковых тормозов на основе информационного поиска

При проведении исследований и анализе технической литературы были выявлены модификации дисковых тормозов и способы их установки.

Первая модификация[1](рисунок 2.1), относится к транспортному машиностроению и может быть использовано непосредственно в конструкции дискового тормоза.

Для этого один из дисков установлен в опорах с возможностью осевого перемещения и выполнен полым, внутри него так же с возможностью осевого перемещения установлен другой тормозной диск, с одной стороны которого установлено кольцо, а с другой – пружины и гидроцилиндры, при этом на торце полого диска закреплено упорное кольцо, на котором смонтированы пружины и гидроцилиндры. Кроме того, для фиксации дисков от горизонтального смещения полый тормозной диск с боковых сторон соединен с внутренним диском и опорами через опорные ролики.

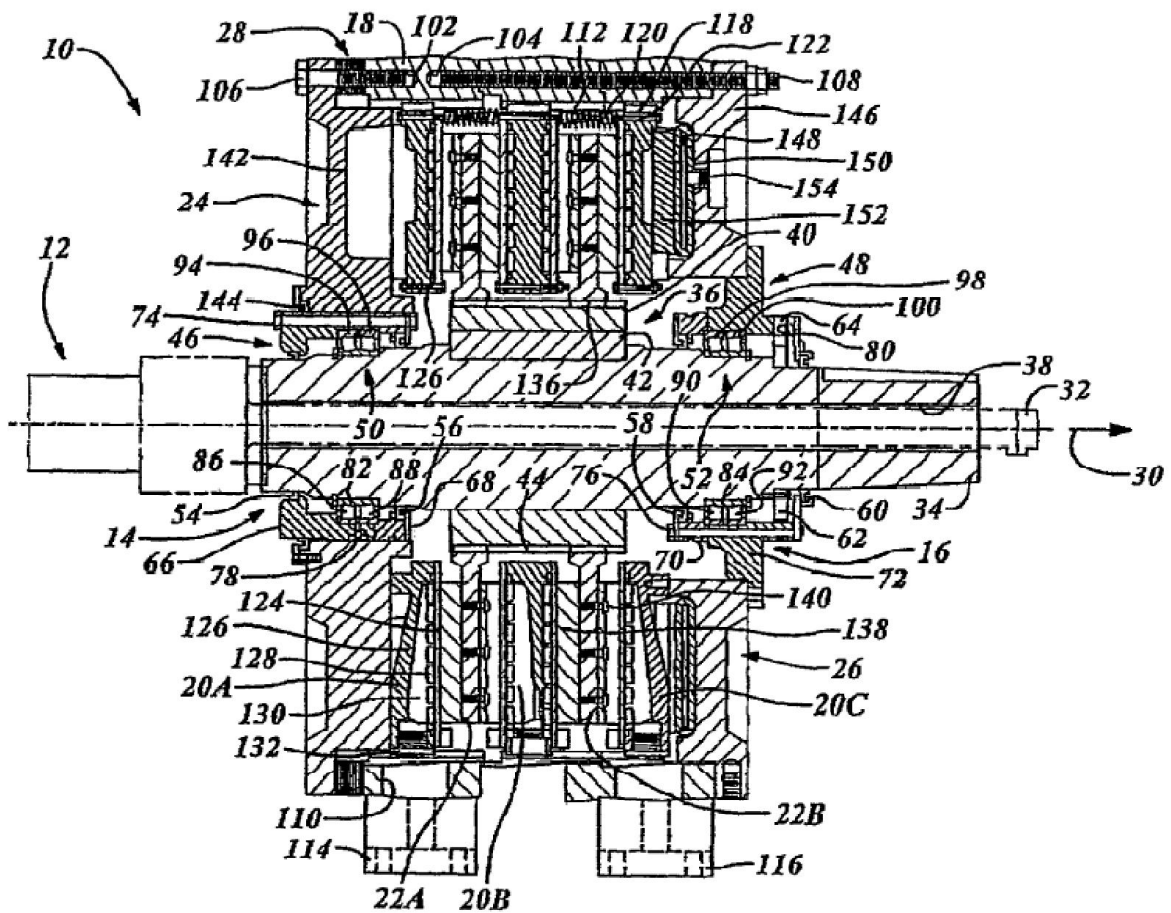


Взам
Подпись
Имя

Рисунок 2.1 – Дисковый тормоз

Вторая модификация[2] (рисунок 2.2) относится к области транспортного машиностроения, в частности к регулируемым тормозам с жидкостным охлаждением.

Тормоз, который содержит ведомый вал, первый и второй подшипники, расположенные вокруг ведомого вала, кожух, который связан с ведомым валом для вращения вместе с ним и выполнен с возможностью осевого перемещения относительно него, второй фрикционный диск, который связан с кожухом и блокирован от вращения относительно него, причем второй фрикционный диск образует жидкостную рубашку, выполненную с возможностью протекания жидкости, первый узел торцевой крышки, который связан с кожухом и поддерживает первый подшипник, причем первый узел торцевой крышки содержит нажимную пластину, выполненную с возможностью избирательного перемещения в первом осевом направлении к первому и второму фрикционным дискам, второй узел торцевой крышки, который связан с кожухом и одним из узлов торцевой крышки, причем регулировка распорки обеспечивает осевое перемещение одного из узлов торцевой крышки относительно кожуха и соответствующего одного из подшипников.

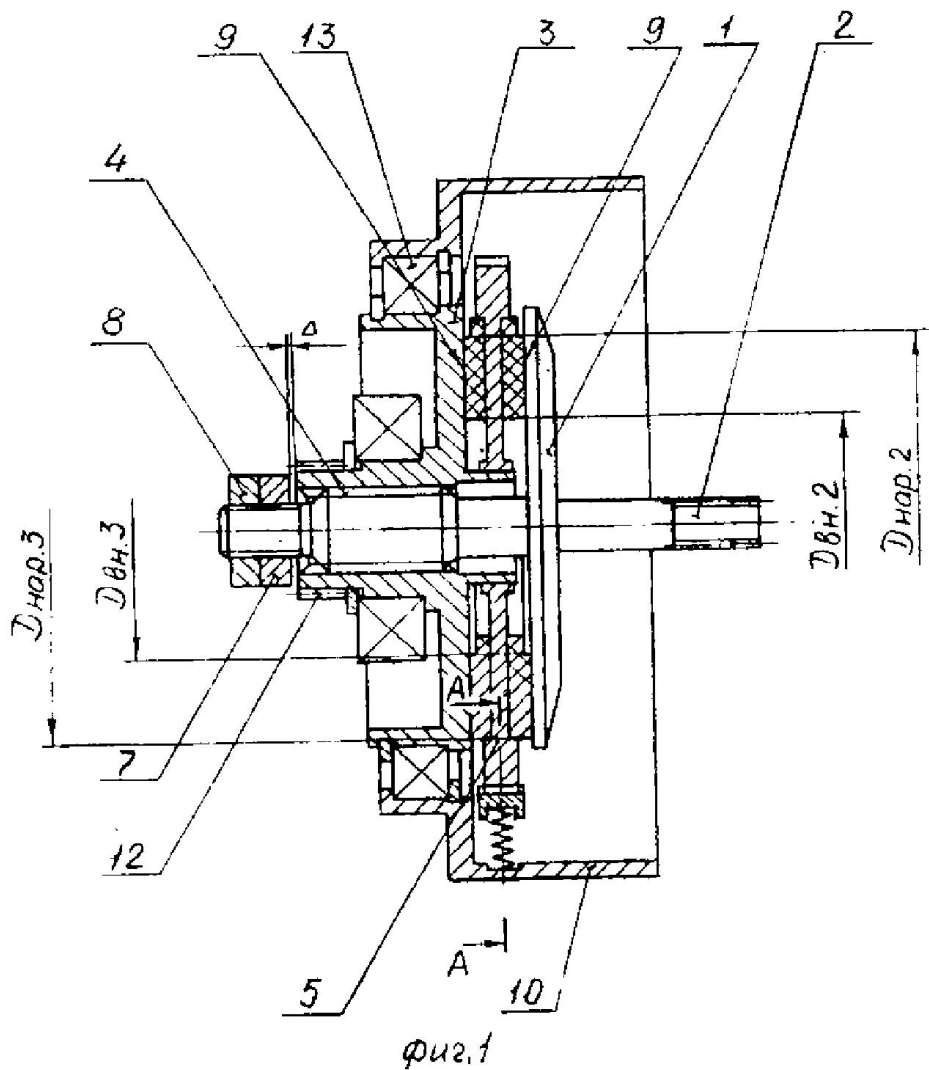


Взам
Подпись
Имя

Рисунок 2.2 – дисковый тормоз(варианты)

Патент относится не к модификации дискового тормоза, а к способу его установки. Изобретение относится к грузоподъемным механизмам, а именно к грузоупорным тормозам. Предложенное изобретение направлено на обеспечение возможности достижения оптимального коэффициента запаса торможения.

Способ сборки дискового грузоупорного тормоза [3] (рисунок 2.3), заключается в том, что храповое колесо, взаимодействующее с собачками, устанавливается подвижно на валу между ведомым тормозным диском, жестко закрепленным на валу, и ведущим тормозным диском, соединенным с валом при помощи винтовой передачи, при этом радиальные размеры кольцевых контактных поверхностей, выполнены на торцах храпового колеса, и материалы для изготовления дисков и храпового колеса выбирают с учетом величины запаса торможения.



Имя	Подпись	Взам

Рисунок 2.3 – способ сборки дискового грузоупорного тормоза

Изобретение относится к механизмам подъема и опускания грузов. Согласно изобретению в подъемном механизме, который может быть использован для опускания и подъема груза, в частности бурового станка, предусмотрен второй привод вращения с вращательным приводным двигателем и второй коробкой передач. Механическое тормозное устройство [4] (рисунок 2.4), представляет собой дисковое тормозное устройство. Конец вала барабана жестко закреплен с диском дискового тормозного устройства, которое со смещением в направлении оси вращения на 180° включает в себя двое тормозных клещей. Посредством дискового тормозного устройства скорость вращения барабана в процессе разматывания гибкого тягового органа можно уменьшить или также полностью блокировать.

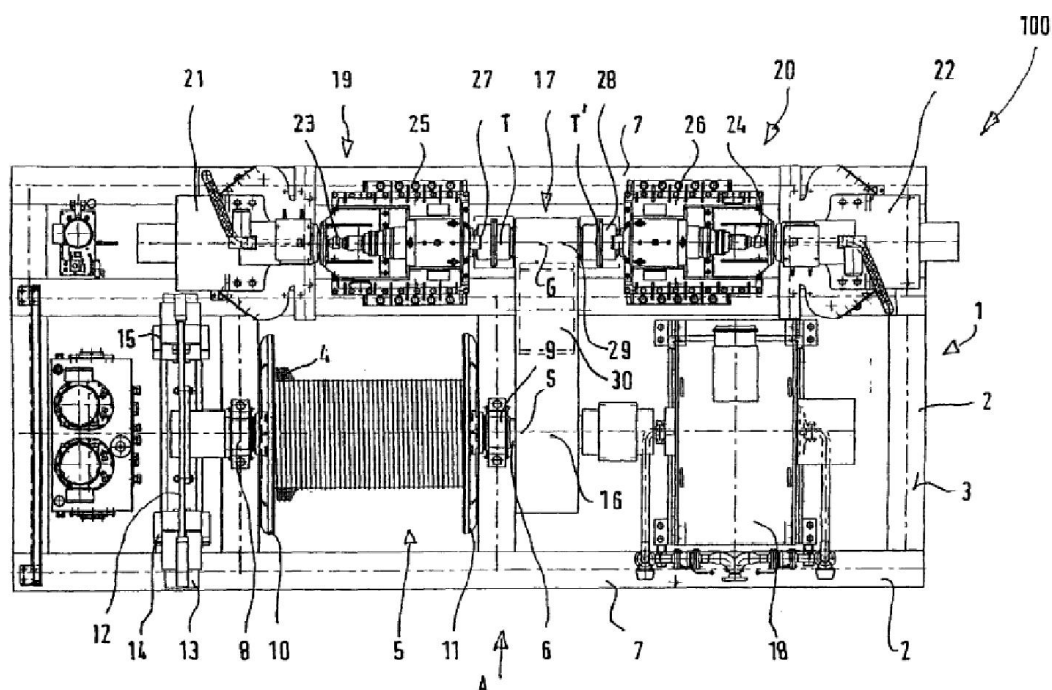


Рисунок 2.4 – Подъемный механизм с дисковым тормозом

Проводя анализ модернизаций дисковых тормозов можно сказать, что значительная разница характеристик, устройств и способов установки дисковых тормозов определяется специализированным назначением каждого тормоза.

Установка резервных дисковых тормозов на барабаны подъема очень актуальна в данном дипломном проекте, так как повышается безопасность конструкции. Кроме того, дисковые тормоза имеют малые значения времени срабатывания, просты в регулировке износа накладок, удобны при смене тормозных накладок.

Установка дискового тормоза отличается от представленных конструкций тем, что диск устанавливается на барабан подъемного механизма.

Взам

Подпись

Имя

Замена импортного оборудования, Российскими аналогами позволит сэкономить большое количество денежных средств при тех характеристиках крана.

Недостатки базовой конструкции мостового крана и технические решения по их устранению в новой модели приведены в таблице 2.2. Расчеты, подтверждающие работоспособность конструкции с новыми проектными решениями, представлены в следующих разделах.

Таблица 2.1 – Недостатки базовой конструкции и проектные решения

Недостатки базовой конструкции	Причины возникновения недостатков	Проектные решения в новой конструкции
Высокая стоимость конструкции	Зарубежные комплектующие	Установка отечественных комплектующих
Резервные колодочные тормоза механизма вспомогательного подъема	Простая установка резервного колодочного тормоза	Установка дискового резервного тормоза на барабан подъема
Отсутствие дискового резервного тормоза главного механизма подъема	Дисковый тормоз не предусмотрен конструктивным исполнением механизма	Установка дискового резервного тормоза на барабан подъема

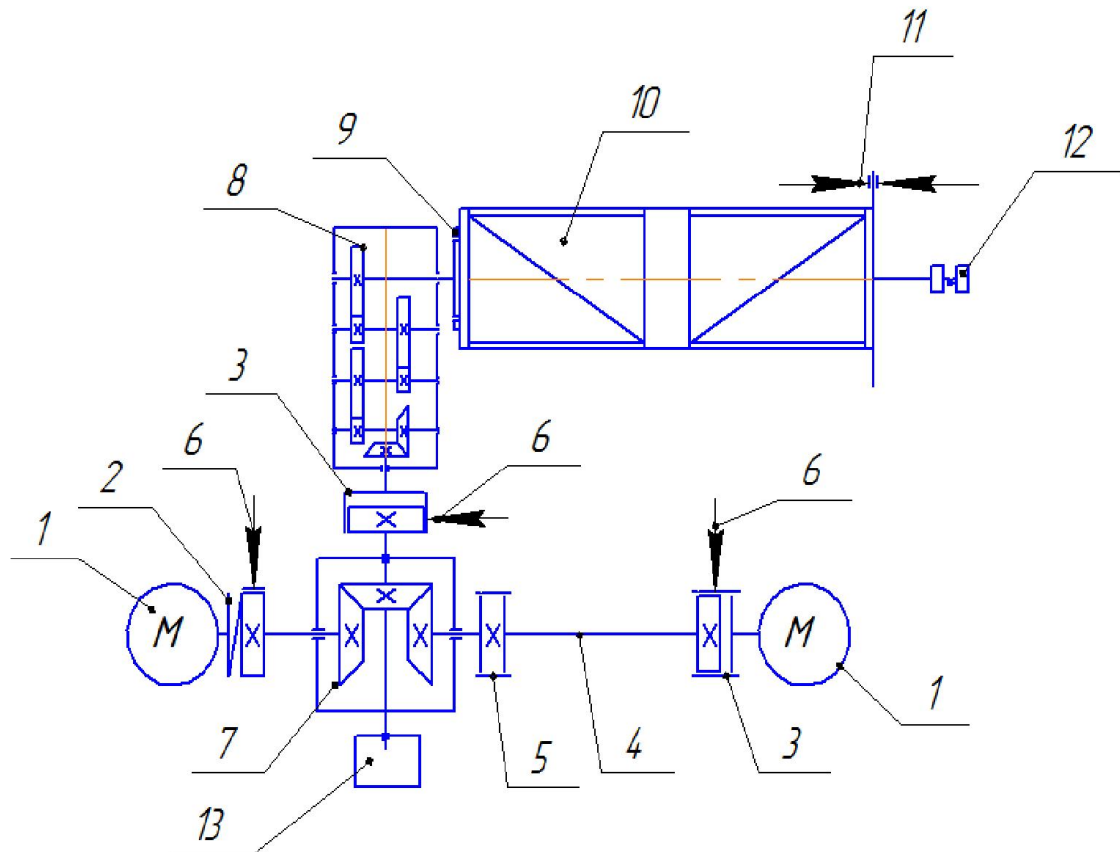
Имя	Подпись	Взам

3 Расчеты, подтверждающие работоспособность и надежность работы крана

3.1 Расчет механизма главного подъема

Общий расчет механизма подъема груза [5], [6] включает выбор крюка с подвеской, полиспаста, двигателя, редуктора, муфт, тормоза, выбор каната, расчет барабана.

Кинематическая схема привода механизма подъема показана на рисунке 3.1.



1 – электродвигатель; 2 – муфта втулочно-пальцевая со шкивом; 3 – муфта зубчатая со шкивом; 4 – вал промежуточный; 5 – муфта зубчатая; 6 – тормоз; 7 – редуктор конический; 8 – редуктор коническо-цилиндрический; 9 – муфта цилиндрическая; 10 – барабан; 11 – дисковый тормоз; 12 – командоаппарат с абсолютным энкодером; 13 – установка ручного привода.

Рисунок 3.1 – Кинематическая схема главного подъёма

Кратность полиспаста механизма подъема выбирается в зависимости от типа полиспаста и грузоподъемности механизма. Принимаем сдвоенный восьмикратный полиспаст. Схема запасовки каната показана на рисунке 3.2.

Имя	Подпись	Взам

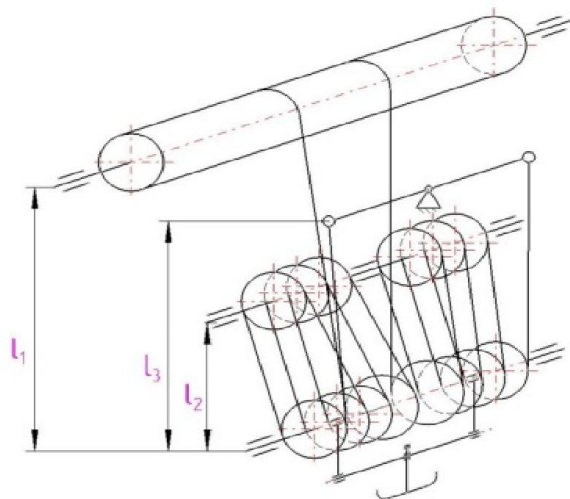


Рисунок 3.2 – Схема запасовки каната

Усилие в канате, набегающее на барабане при подъеме груза[5]:

$$F_{\sigma} = S = \frac{(Q + Q_{zn}) \cdot g}{z \cdot U_n \cdot \eta_o}, \quad (3.1)$$

где $Z=2$ – число полиспастов;

$U_n=8$ – кратность полиспаста;

$\eta_n = 0,96$ – КПД полиспастной системы.

$$\eta_n = \frac{1}{U_n} \cdot \frac{1 - \eta_{\text{б.л}}^2}{1 - \eta_{\text{б.л}}}, \quad (3.2)$$

где $U_n=8$ – кратность полиспаста;

$\eta_n = 0,96$ – КПД полиспастной системы

$$\eta_n = \frac{1}{8} \cdot \frac{1 - 0,98^8}{1 - 0,98} = 0,935$$

Наибольшее натяжение ветви каната при работе монтажным грузом:

$$F_{\sigma} = S = \frac{(360 + 24,46) \cdot 9,81}{2 \cdot 8 \cdot 0,935} = 252,7 \text{ Кн.}$$

Наибольшее натяжение ветви каната при работе с испытательным грузом, при статических испытаниях крана, с учетом увеличения на 25%:

$$F_{\sigma} = S = \frac{1,25(360 + 24,46) \cdot 9,81}{2 \cdot 8 \cdot 0,935} = 311,9 \text{ кН.}$$

Наибольшее натяжение ветви каната при работе эксплуатационным грузом:

$$F_{\sigma} = S = \frac{(205 + 24,46) \cdot 9,81}{2 \cdot 8 \cdot 0,935} = 150,8 \text{ кН,}$$

Наибольшее натяжение ветви каната при работе эксплуатационным грузом+МРЗ:

$$F_{\sigma} = S = \frac{2,2(360 + 24,46) \cdot 9,81}{2 \cdot 8 \cdot 0,935} = 331,8 \text{ кН,}$$

Из условия:

$$F_o \geq Z_p \cdot F_{\sigma}(S), (3.3)$$

Расчетное разрывное усилие в канате[5]:

$$F_o = Z_p \cdot S, (3.4)$$

где $z_p = 3,35$ - минимальный коэффициент использования каната при монтаже, для группы классификации механизма М2 по ИСО 4301/1.;

$z_p = 4,5$ - минимальный коэффициент использования каната при эксплуатации, для группы классификации механизма М5 по ИСО 4301/1.;

$z_p = 2,5$ - минимальный коэффициент использования каната при эксплуатации +МРЗ, для группы классификации механизма М1 по ИСО 4301/1.;

S - наибольшее натяжение ветви каната, Н.

При монтаже груза:

$$F_o \geq 3,35 \cdot 252700 = 846,5 \text{ кН,}$$

При эксплуатации груза:

$$F_o \geq 4,5 \cdot 150800 = 678,6 \text{ кН,}$$

Взам

Подпись

Имя

При эксплуатации +МРЗ груза:

$$F_0 \geq 2,5 \cdot 331800 = 829,5 \text{ кН} .$$

Фактический коэффициент использования каната[5]:

При монтаже груза:

$$z_{\phi} = \frac{F}{S} > z = 3,35 , \quad (3.5)$$

При эксплуатации груза:

$$z_{\phi} = \frac{F}{S} > z = 4,5 , \quad (3.6)$$

При эксплуатации +МРЗ груза:

$$z_{\phi} = \frac{F}{S} > z = 2,5 , \quad (3.7)$$

где F - разрывное усилие каната, в зависимости от режима работы, Н;
 S - наибольшее натяжение ветви каната, в зависимости от режима работы, Н;
 z_p - минимальный коэффициент использования каната, в зависимости от режима работы.

При монтаже груза:

$$z_{\phi} = \frac{1133000}{252700} = 4,48 \geq z = 3,35 ,$$

При эксплуатации груза:

$$z_{\phi} = \frac{1133000}{150800} = 7,51 \geq z = 4,5 ,$$

Взам

Подпись

Иньв

При эксплуатации +MP3 груза:

$$z_{\phi} = \frac{1133000}{331800} = 3,41 \geq z = 2,5 .$$

Выбор стального каната производится в соответствии с Правилами Госгортехнадзора.

Принимаем $F_o = 166000$ Н.

Принимаем канат марки “Октопус 826К”: Канат 38,0-Г-В-Н-Р-1770-ПЛ-II СТО 71915393-ТУ 051-2007: разрывное усилие (паспортное) каната $P_k = 1133$ кН; диаметром $d_k = 38,0$ мм; $F_k = 764$ мм² – площадь сечения всех проволок каната; линейная масса каната $m_k = 6,825$ кг/м.

В соответствии с проведенными расчетами выбранный канат удовлетворяет условиям нагружения механизма. На рисунке 3.3 представлена схема размеров барабана.

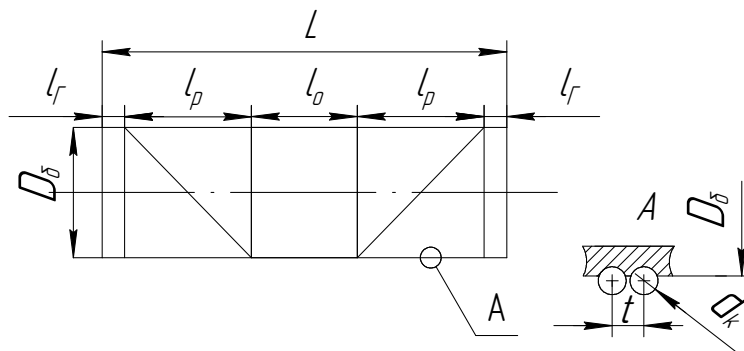


Рисунок 3.3 – Схема размеров барабана

Минимальный диаметр барабана по дну канавки:

$$D_o = h_1 \cdot d , \quad (3.8)$$

где $h_1 = 18$ мм – коэффициент выбора диаметра барабана[5];

$h_1 = 20$ мм – коэффициент выбора диаметра блока[5];

$d = 38$ мм – диаметр каната.

$$D_o = 18 \cdot 38 = 684 \text{ мм},$$

$$D_{\text{бл}} = 20 \cdot 38 = 760 \text{ мм} .$$

С целью повышения долговечности грузовых канатов и унификации элементов механизма диаметры барабана и блоков обычно увеличивают.

Взам

Подпись

Имя

В соответствии с рядом унифицированных значений диаметров выбираем барабан диаметром:

$$D_{\sigma} = 1450 \text{ мм},$$

$$D_{\sigma l} = 1100 \text{ мм}.$$

Длина каната, навиваемого на барабан с одного полиспаста:

$$L_k = H \cdot u_n + \pi \cdot D_{\sigma} (z_1 + z_2), \quad (3.9)$$

где $H = 28 \text{ м}$ – высота подъема груза;

$u = 8$ – кратность полиспаста;

$D_{\sigma} = 1,45 \text{ м}$ – диаметр барабана;

$z_1 = 2$ – число запасных витков на барабане до места крепления;

$z_2 = 3$ – число витков каната, находящихся под зажимным устройством на барабане,

$$L_k = 28 \cdot 8 + 3,14 \cdot 1,45(2 + 3) = 246,76 \text{ м}.$$

Рабочая длина барабана для каната, свиваемого с одного полиспаста[5]:

$$L_{\sigma} = \frac{L_k \cdot t}{\pi \cdot m(m \cdot d + D_{\sigma}) \cdot \varphi}, \quad (3.10)$$

где $L_k = 246,76 \text{ м}$ – длина каната навиваемого на барабан;

$t = 0,44 \text{ м}$ – шаг витка;

$m = 1$ – число слоев навивки;

$\varphi = 1$ – коэффициент не плотности навивки для нарезных барабанов;

$D_{\sigma} = 1,45 \text{ м}$ – диаметр барабана;

$d = 38$ – диаметр каната, мм.

$$L_{\sigma} = \frac{246,76 \cdot 0,044}{3,14 \cdot 1(1 \cdot 0,038 + 1,45) \cdot 1} = 2,32 \text{ м}.$$

Минимальное расстояние между осями блока и барабана на рисунке 3.4 для двойного полиспаста, для нарезного барабана.

Взам

Подпись

Иньв

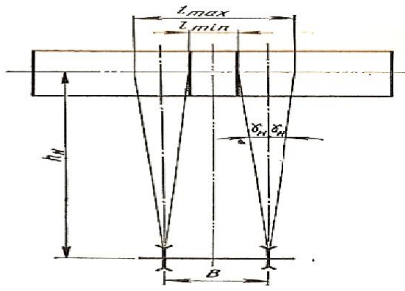


Рисунок 3.4 – Схема к определению минимального расстояния между осями блока и барабана

$$h_n = \frac{0,5L_\delta}{\text{tg}6^\circ}, \quad (3.11)$$

где $L_\delta = 2,32 \text{ м}$ – рабочая длина барабана;

$$h_n = \frac{0,5 \cdot 2,32}{\text{tg}6^\circ} = 11,04 \text{ м}.$$

Найдем полную длину барабана:

$$L = 2 \cdot L_n + l_{z.c.} + l_z, \quad (3.12)$$

где $L_\delta = 2,32 \text{ м}$ – рабочая длина барабана;

$l_0 = 0,545 \text{ м}$ – гладкая часть барабана;

$l_{г.к} = 0,45 \text{ м}$ – длина гладкого концевой участка задаем конструктивно.

$$L = 2 \cdot 2,32 + 0,545 + 0,45 = 5,635 \text{ м}.$$

При расчете длины барабана должно выполняться условие[5]:

$$\frac{L}{D_\delta} < 4 \div 5, \quad (3.13)$$

$$\frac{L}{D_\delta} = \frac{5,635}{1,45} = 3,88 < 4 \div 5.$$

Данное условие выполняется, оставляем ранее выбранный размер. Следовательно, рассчитываем барабан только на сжатие. Выбираем материал барабана сталь 09Г2С ($[\sigma_{сж}] = 160 \text{ МПа}$).

Взам

Подпись

Инь

Толщина стенки барабанов литейных кранов из расчета на сжатие находится:

$$\delta = \frac{S_{\bar{\sigma}}}{t \cdot [\sigma]_{сж}}, \quad (3.14)$$

где $S_{\bar{\sigma}} = 311900 \text{ Н}$ – наибольшее натяжение ветви каната;

$t = 0,44 \text{ м}$ – шаг витка;

$[\sigma]_{сж} = 160 \text{ МПа}$ – допустимое напряжение сжатия для стальных барабанов.

$$\delta = \frac{311900}{0,44 \cdot 160 \cdot 10^6} = 0,043 \text{ м} = 43 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину стенки барабана $\delta = 50 \text{ мм}$.

Определяем частоту вращения барабана:

$$n_{\bar{\sigma}} = \frac{60 \cdot V_{зр} \cdot u_n}{\pi \cdot D_{расч}}, \quad (3.15)$$

где $V_{зр} = 0,0167 \text{ м/с}$ – скорость подъема груза;

$u_n = 8$ – кратность полиспаста;

$D_{расч} = 1,45 \text{ м}$ – диаметр барабана.

$$n_{\bar{\sigma}} = \frac{60 \cdot 0,0167 \cdot 8}{3,14 \cdot 1,45} = 1,76 \text{ об / мин}.$$

Находим номинальную мощность электродвигателей:

$$N_{ном} = \frac{(Q + Q_{зн}) \cdot g \cdot V_{зр}}{10^3 \cdot \eta}, \quad (3.16)$$

где $Q = 360 \text{ т}$ – масса поднимаемого груза;

$Q = 24,46 \text{ т}$ – масса грузовой подвески;

$V_{зр} = 0,0167 \text{ м/с}$ – скорость подъема груза;

$\eta = 0,9$ – КПД механизма;

При монтаже:

$$N_{ном} = \frac{(360 + 24,46) \cdot 9,81 \cdot 0,0167}{1000 \cdot 0,9} = 69,98 \text{ кВт} .$$

При эксплуатационной нагрузке, с учетом увеличения на 25%:

$$N_{ном} = \frac{(1,25 \cdot 205 + 24460) \cdot 9,81 \cdot 0,0167}{1000 \cdot 0,9} = 58,6 \text{ кВт}$$

По номинальной мощности выбираем из каталога два электродвигателя сортамента 9АИР250М8 [5].

Передаточное число привода от двигателя до барабана:

$$u_n = \frac{n_{дв}}{n_b}, \quad (3.17)$$

где $n_{дв} = 700 \text{ об/мин}$ – число оборотов двигателя;
 $n_b = 1,76 \text{ об/мин}$ – частота вращения барабана.

$$u_n = \frac{700}{1,76} = 398,7 .$$

Выбираем два редуктора. Конический редуктор ВГ-55В-1/1-11-0, соотношение 1:1, $n=1000 \text{ об/мин}$. Коническо-цилиндрический редуктор 7КЦ3-1570, передаточное отношение $u=400$, фактическое передаточное отношение $u=412$. Для соединения двух электродвигателей и редуктора, редуктора и барабана, командоаппарата и барабана, используем две втулочно-пальцевые муфты с тормозным шкивом, муфту зубчатую со шкивом, муфту зубчатую [5].

Номинальный момент на валу двигателя:

$$T_{ном} = 9550 \frac{N_{дв}}{n}, \quad (3.18)$$

где $N_{дв} = 37 \text{ кВт}$ – мощность электродвигателя;
 $n = 700 \text{ об/мин}$ – число оборотов двигателя,

$$M_{ном} = 9550 \frac{37}{700} = 504 \text{ Нм} .$$

Имя	Подпись	Взам

Расчетный момент для выбора зубчатой муфты:

$$M_m = M_c^n \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2, \quad (3.19)$$

где $\kappa_1=1,3$ – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма;
 $\kappa_2=1,2$ – коэффициент, учитывающий режим работы механизма.

$$M_m = 504 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 786 \text{ Нм} .$$

Муфта с крутящим моментом 5600Нм и частотой вращения 3350 об/мин.
По приведенным данным выбираем муфту МЗП с тормозным шкивом[5].
Механизмы подъема груза должны быть снабжены тормозами нормально закрытого типа, автоматически размыкающимися при включение привода.
Момент статического сопротивления на тормозном валу при торможении (тормозной момент);

$$M_c^m = \frac{F_{\delta} \cdot z \cdot D_{расч} \cdot \eta}{2 \cdot U_m}, \quad (3.20)$$

где $F_{\delta} = 331,9 \text{ кН}$ – наибольшее натяжение ветви каната;
 $U_m = 397,7$ – общее передаточное число привода;
 $D_{\delta} = 1,45 \text{ м}$ – диаметр барабана по оси каната;
 $z = 2$ – число ветвей каната закрепленных на барабане;
 $\eta = 0,9$ – КПД.

$$M_c^m = \frac{331,9 \cdot 2 \cdot 1,45 \cdot 0,9}{2 \cdot 397,7} = 1089,1 \text{ Нм} .$$

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

$$T_m = T_c^m \cdot \kappa_{з.т.}, \quad (3.21)$$

где $\kappa_{з.т.} = 1,5$ – коэффициент запаса торможения, тормоз механизма подъема груза, должен обеспечивать тормозной момент с коэффициентом запаса торможения не менее 1,5 и не более 2,5.

$$T_m = 1089,1 \cdot 1,5 = 1633,6 \text{ Нм} .$$

Взам

Подпись

Иньв

Выбираем три тормоза ТКГ – 400[5]:

Исходные данные:

$$M_H = 1000 \cdot N_D / \omega, (3.22)$$

$$M_H = 1000 \cdot 74 / 100 = 740 \text{ Нм},$$

$$M_{СП} = 1,55 \cdot M_H, \quad (3.23)$$

где $M_{СП} = 1174 \text{ Нм}$ – среднепусковой момент двигателя;

$M_C^{nod} = 786 \text{ Нм}$ – момент статический при подъеме;

$M_C^m = 1089,1 \text{ Нм}$ – момент статический при торможении;

$M_m = 1633,6 \text{ Нм}$ – момент тормозной;

$\omega = 100 \text{ об/мин}$ – угловая скорость двигателя;

$I_p = 0,75 \text{ кгм}^2$ – момент инерции ротора;

$I_m = 0,05 \text{ кгм}^2$ – момент инерции зубчатой муфты;

$I_m = 0,1 \text{ кгм}^2$ – момент инерции зубчатой муфты с тормозным шкивом.

Момент инерции вращающихся масс:

$$I_6 = 1,2(2 \cdot I_p + I_m), (3.24)$$

где $I_p = 0,75 \text{ кгм}^2$ – момент инерции ротора;

$I_m = 0,05 \text{ кгм}^2$ и $I_m = 0,1 \text{ кгм}^2$ – моменты инерции муфт.

$$I_6 = 1,2(2 \cdot 0,75 + 0,05 + 0,1) = 1,98 \text{ кгм}^2.$$

Параметр u_B приведения поступательно движущих масс к валу двигателя:

$$u_B = \frac{D_6}{2 \cdot a \cdot i_p}, (3.25)$$

где $D_6 = 1,45 \text{ м}$ – диаметр барабана;

$a = 2$ – кратность полиспаста;

$i_p = 397,7$ – передаточное число редуктора.

$$u_B = \frac{1,45}{2 \cdot 8 \cdot 397,7} = 0,00022 \text{ м}.$$

Момент инерции поступательно движущих и вращательно движущих масс приведенных к быстроходному валу по формуле:

$$I = I_B + Q \cdot u_B^2, \quad (3.26)$$

Взам

Подпись

Иньв

где $I_g = 1,98 \text{ кгм}^2$ – момент инерции вращающихся масс;
 $u_B = 0,00022 \text{ м}$ – параметр приведения направления движения полиспаста к валу двигателя;

$$I = 1,98 + 360000 \cdot 0,00022^2 = 1,99 \text{ кгм}^2.$$

Расчет времени неустановившегося движения, ускорения и пути перемещения.

Определяем время пуска при подъеме груза:

$$t = \frac{\delta I n}{9,55(M_{cp,n} - M_C)} + \frac{9,55 Q v^2}{n(M_{cp,n} - M_C) \eta}, \quad (3.27)$$

где $I = 1,99$ – момент инерции всех движущихся масс, кгм^2 ;

$M_{cn} = 1174$ – среднепусковой момент двигателя, Нм ;

$M_{cm}^{nod} = 786$ – момент статический при подъеме, Нм ;

$v = 0,0167$ – скорость подъема груза, м/с ;

$Q = 360000$ – масса груза, кг .

$$t = \frac{1,1 \cdot 1,99 \cdot 700}{9,55(1174 - 786)} + \frac{9,55 \cdot 360000 \cdot 0,0167^2}{700(1174 - 786) \cdot 0,9} = 0,6 \text{ с.}$$

Время пуска при опускании груза:

$$t = \frac{\delta I n}{9,55(M_{cp,n} + M_C)} + \frac{9,55 Q v^2}{n(M_{cp,n} + M_C) \eta}, \quad (3.28)$$

$$t = \frac{1,1 \cdot 1,99 \cdot 700}{9,55(1174 + 786)} + \frac{9,55 \cdot 360000 \cdot 0,0167^2}{700(1174 + 786) \cdot 0,9} = 0,11 \text{ с.}$$

Время торможения при опускании груза:

$$t = \frac{\delta I n}{9,55(M_T - M_{CT}^T)} + \frac{9,55 Q v^2 \eta}{n(M_T - M_{CT}^T)}, \quad (3.29)$$

Взам

Подпись

Иньв

где $M_T = 1633,6$ – тормозной момент, Hm ;

$M_{CT}^T = 1089,1$ – момент статического сопротивления, Hm .

$$t = \frac{1,1 \cdot 1,98 \cdot 700}{9,55(1633,1 - 1089,1)} + \frac{9,55 \cdot 360000 \cdot 0,0167^2 \cdot 0,9}{700(1633,1 - 1089,1)} = 0,54 c .$$

Путь торможения механизма подъема груза для группы классификации М5:

$$S = \frac{V_z^\phi}{1,3} , \quad (3.30)$$

где $V_z^\phi = 0,0167$ – фактическая скорость подъема груза, м/с.

$$S = \frac{0,0167}{1,3} = 0,0128 m .$$

Время торможения в предположении, что скорости подъема и опускания груза одинаковы:

$$t_T^{\max} = \frac{S}{0,5 \cdot v_z^\phi} , \quad (3.31)$$

где $V_z^\phi = 0,0167$ – фактическая скорость подъема груза, м/с;

$S = 0,0128$ - Путь торможения механизма подъема, м.

$$t_T^{\max} = \frac{0,0128}{0,5 \cdot 0,0167} = 1,53 c .$$

Условие выполняется $t_T^{\max} \geq t_t$

Замедление при торможении:

Имя
Подпись
Взам

$$a_m = \frac{v_z^\phi}{t_T}, \quad (3.32)$$

где $v_z^\phi = 0,0167$ – фактическая скорость подъема груза, м/с;

$t_T = 1,53$ – время торможения при опускании груза, с.

$$a_m = \frac{0,0167}{1,53} = 0,01 \text{ м/с}^2.$$

Время пуска и торможения механизма подъема, при скорости подъема груза $v = 0,0167$ м/с. При пуске $t = (1 \div 2) \text{ с} \geq 1,01 \text{ с}$ и при торможении $t = 1,5 \text{ с} \geq 1,23 \text{ с}$.

Замедление механизма подъема так же соответствует значениям из таблицы.

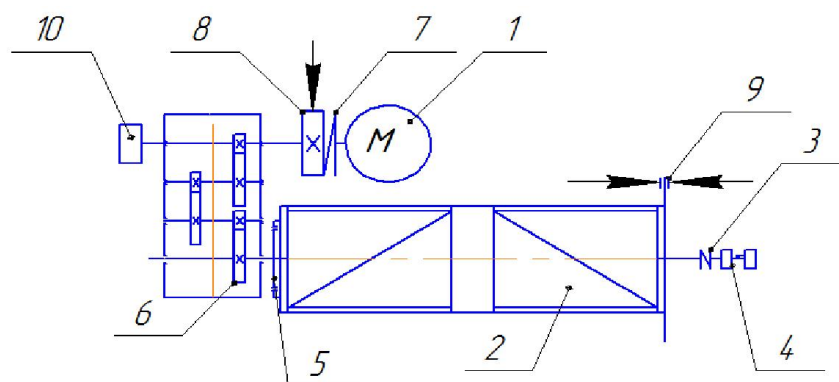
Расчётное значение не превышает наибольшего допускаемого:

$$a_m = 0,01 \text{ м/с}^2 \leq 0,2 \text{ м/с}^2 \text{ для кранов машиностроительных заводов.}$$

3.2 Расчет механизма вспомогательного подъема

Общий расчет механизма подъема груза [4], [5]. включает выбор крюка с подвеской, полиспаста, двигателя, редуктора, муфт, тормоза, выбор каната, расчет барабана.

Кинематическая схема привода механизма подъема показана на рисунке 3.5.



1 – электродвигатель; 2 – барабан; 3 – муфта втулочно-пальцевая; 4 – командоаппарат с абсолютным энкодером; 5 – муфта цилиндрическая; 6 – барабан; 7 – муфта втулочно-пальцевая с тормозным шкивом; 8 – тормоз; 9 – дисковый тормоз; 10 – установка ручного привода.

Рисунок 3.5 – Кинематическая схема вспомогательного подъема.

Кратность полиспаста механизма подъема выбирается в зависимости от типа полиспаста и грузоподъемности механизма. Принимаем сдвоенный двукратный полиспаст. Схема запасовки каната показана на рисунке 3.6.

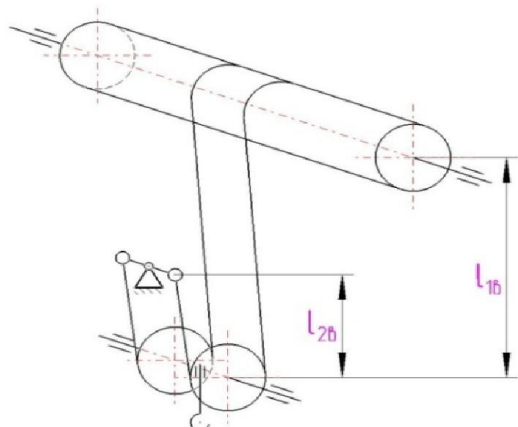


Рисунок 3.6 – Схема запасовки каната

Усилие в канате, набегающее на барабане при подъеме груза

$$F_{\sigma} = S = \frac{(Q + Q_{zn}) \cdot g}{z \cdot U_n \cdot \eta_o}, \quad (3.33)$$

где $Z = 2$ – число полиспастов;

$U_n = 2$ – кратность полиспаста;

$\eta_n = 0,97$ – КПД полиспастной системы.

$$\eta_n = \frac{1}{U_n} \cdot \frac{1 - \eta_{\sigma.l}^2}{1 - \eta_{\sigma.l}}, \quad (3.34)$$

$$\eta_n = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0,98^2}{1 - 0,98} = 0,97.$$

Наибольшее натяжение ветви каната:

$$F_{\sigma} = S = \frac{(32 + 280) \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 0,97} = 81615 \text{ Н},$$

$$\text{Из условия } F_o \geq Z_p \cdot F_{\sigma}(S) \quad (3.35)$$

Расчетное разрывное усилие в канате:

$$F_o = Z_p \cdot S, \quad (3.36)$$

где $z_p = 4,5$ - минимальный коэффициент использования каната при монтаже, для группы классификации механизма М5 по ИСО 4301/1.;

S - наибольшее натяжение ветви каната, Н.

$$F_0 \geq 4,5 \cdot 81651 = 367,42 \text{ кН} .$$

Фактический коэффициент использования каната:

$$z_\phi = \frac{F}{S} > z = 4,5 ,$$

где F - разрывное усилие каната, в зависимости от режима работы, Н;

S - наибольшее натяжение ветви каната, в зависимости от режима работы, Н;

z_p - минимальный коэффициент использования каната, в зависимости от режима работы.

$$z_\phi = \frac{367429}{81615} = 4,5 \geq z = 4,5 .$$

Выбор стального каната производится в соответствии с Правилами Госгортехнадзора.

Принимаем канат марки “Октопус 826К”: Канат 28,0-Г-В-Н-Р-1770-ПЛ-II СТО 71915393-ТУ 051-2007: разрывное усилие (паспортное) каната $P_{кв} = 618 \text{ кН}$; $d_{кв} = 28,0 \text{ мм}$ – диаметр каната; $F_{кв} = 381,0 \text{ мм}^2$ – площадь сечения всех проволок каната; линейная масса каната $m_{кв} = 3,730 \text{ кг/м}$.

В соответствии с проведенными расчетами выбранный канат удовлетворяет условиям нагружения механизма.

На рисунке 3.7 представлена схема размеров барабана.

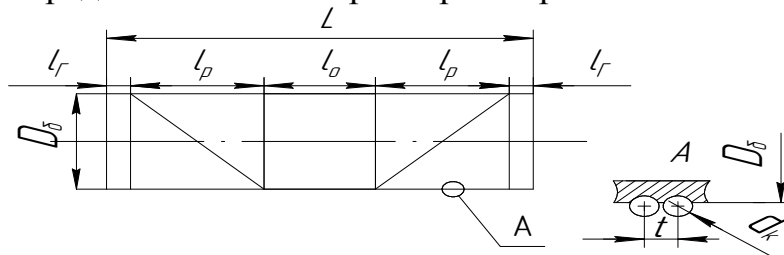


Рисунок 3.7 – Схема размеров барабана

Имя
Подпись
Взам

Минимальный диаметр барабана по дну канавки:

$$D_{\sigma} = h_1 \cdot d, (3.37)$$

где $h_1 = 18$ мм – коэффициент выбора диаметра барабана;

$h_1 = 20$ мм – коэффициент выбора диаметра блока;

$d = 28$ мм – диаметр каната;

$$D_{\sigma} = 18 \cdot 28 = 504 \text{ мм},$$

$$D_{\text{бл}} = 20 \cdot 28 = 560 \text{ мм}.$$

С целью повышения долговечности грузовых канатов и унификации элементов механизма диаметры барабана и блоков обычно увеличивают.

В соответствии с рядом унифицированных значений диаметров выбираем барабан диаметром:

$$D_{\sigma} = 700 \text{ мм},$$

$$D_{\text{бл}} = 710 \text{ мм}.$$

Длина каната, навиваемого на барабан с одного полиспаста:

$$L_k = H \cdot u_n + \pi \cdot D_{\sigma} (z_1 + z_2), (3.38)$$

где $H = 50$ м – высота подъема груза;

$u = 2$ – кратность полиспаста;

$D_{\sigma} = 0,7$ м – диаметр барабана;

$z_1 = 2$ – число запасных витков на барабане до места крепления;

$z_2 = 3$ – число витков каната, находящихся под зажимным устройством на барабане.

$$L_k = 50 \cdot 2 + 3,14 \cdot 0,7(2 + 3) = 110,99 \text{ м}.$$

Рабочая длина барабана для каната, свиваемого с одного полиспаста:

$$L_{\sigma} = \frac{L_k \cdot t}{\pi \cdot m(m \cdot d + D_{\sigma}) \cdot \varphi}, (3.39)$$

где $L_k = 110,99$ м – длина каната навиваемого на барабан;

Взам

Подпись

Имя

$t = 0,32 \text{ м}$ – шаг витка;
 $m = 1$ – число слоев навивки;
 $\varphi = 1$ – коэффициент не плотности навивки для нарезных барабанов;
 $D_6 = 0,7 \text{ м}$ – диаметр барабана;
 $d = 28$ – диаметр каната, мм.

$$L_6 = \frac{110,99 \cdot 0,032}{3,14 \cdot 1(1 \cdot 0,028 + 0,7) \cdot 1} = 1,472 \text{ м.}$$

Минимальное расстояние между осями блока и барабана на рисунке 3.8 для сдвоенного полиспаста, для нарезного барабана.

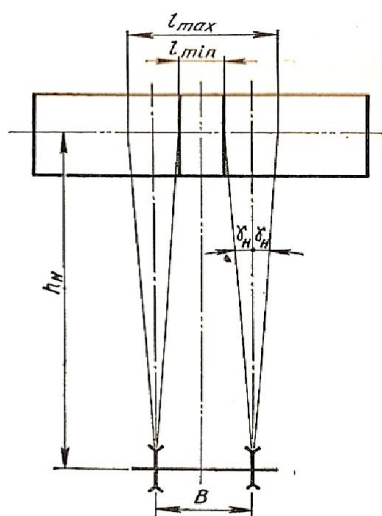


Рисунок 3.8 – Схема к определению минимального расстояния между осями блока и барабана

$$h_n = \frac{0,5L_6}{\text{tg}6^0}, \quad (3.40)$$

где $L_6 = 1,472 \text{ м}$ – рабочая длина барабана.

$$h_n = \frac{0,5 \cdot 1,472}{\text{tg}6^0} = 7,36 \text{ м}$$

Найдем полную длину барабана:

$$L = 2 \cdot L_n + l_{2.c.} + l_2, \quad (3.41)$$

где $L_6 = 1,472 \text{ м}$ – рабочая длина барабана;

Взам

Подпись

Иньв

$l_0 = 0,65$ м – гладкая часть барабана;

$l_{г.к} = 0,31$ м – длина гладкого концевой участка задаем конструктивно.

$$L = 2 \cdot 1,472 + 0,3 + 0,256 = 3,5 \text{ м.}$$

При расчете длины барабана должно выполняться условие:

$$\frac{L}{D_6} < 4 \div 5, \quad (3.42)$$

$$\frac{L}{D_6} = \frac{3,5}{0,7} = 5 < 4 \div 5.$$

Данное условие выполняется, оставляем ранее выбранный размер. Следовательно, рассчитываем барабан только на сжатие. Выбираем материал барабана сталь 09Г2С ($[\sigma_{сж}] = 160$ МПа).

Толщина стенки барабанов литейных кранов из расчета на сжатие находится:

$$\delta = \frac{S_6}{t \cdot [\sigma]_{сж}}, \quad (3.43)$$

где $t = 0,32$ м – шаг витка;

$[\sigma]_{сж} = 160$ МПа – допускаемое напряжение сжатия для стальных барабанов.

$$\delta = \frac{81615}{0,32 \cdot 160 \cdot 10^6} = 0,015 \text{ м} = 15 \text{ мм}$$

Принимаем толщину стенки барабана $\delta = 35$ мм, такая толщина обеспечивает требуемую прочность.

Определяем частоту вращения барабана:

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_{zp} \cdot u_n}{\pi \cdot D_{расч}}, \quad (3.44)$$

где $V_{zp} = 0,1$ м/с – скорость подъема груза;

$u_n = 2$ – кратность полиспаста;

Имя
Подпись
Взам

$D_{расч} = 0,7м$ – диаметр барабана.

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot 0,1 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,7} = 5,45 \text{ об / мин} .$$

Находим номинальную мощность электродвигателей:

$$N_{ном} = \frac{(Q + Q_{zn}) \cdot g \cdot V_{сп}}{10^3 \cdot \eta}, \quad (3.45)$$

где $Q = 32000$ кг -масса поднимаемого груза;

$Q = 280$ кг – масса грузовой подвески;

$V_{сп} = 0,1$ м/с – скорость подъема груза;

$\eta = 0,9$ – КПД механизма.

$$N_{ном} = \frac{(32000 + 280) \cdot 9,81 \cdot 0,1}{1000 \cdot 0,9} = 35,1 \text{ кВт} .$$

По номинальной мощности выбираем из каталога электродвигатель сортамента 4МТКН 225L8[5].

Передаточное число привода от двигателя до барабана:

$$u_n = \frac{n_{дв}}{n_{\sigma}}, \quad (3.46)$$

где $n_{дв} = 720$ об/мин – число оборотов двигателя;

$n_{\sigma} = 5,45$ об/мин – частота вращения барабана.

$$u_n = \frac{920}{5,45} = 169,7 .$$

Так как передаточное число привода большое, то принимаем редуктор 5Ц4-350ES мощностью 50 кВт. $U_{номинальное} = 180$; Частота вращения = 1000об/мин;

Для соединения электродвигателя и редуктора используем втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом.

Номинальный момент на валу двигателя:

Взам

Подпись

Иньв

$$T_{ном} = 9550 \frac{N_{дв}}{n}, \quad (3.47)$$

где $N_{дв} = 37 \text{ кВт}$ – мощность электродвигателя;
 $n = 720 \text{ об/мин}$ – число оборотов двигателя,

$$M_{ном} = 9550 \frac{37}{720} = 382 \text{ Нм}.$$

Расчетный момент для выбора зубчатой муфты:

$$M_m = M_c^n \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2, \quad (3.48)$$

где $\kappa_1 = 1,3$ – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма;
 $\kappa_2 = 1,2$ – коэффициент, учитывающий режим работы механизма,

$$M_m = 382 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 595,92 \text{ Нм}.$$

По приведенным данным выбираем муфту втулочно-пальцевую с тормозным шкивом. Крутящий момент - 800 Нм. [5].

Механизмы подъема груза должны быть снабжены тормозами нормально закрытого типа, автоматически размыкающимися при включение привода.

Момент статического сопротивления на тормозном валу при торможении (тормозной момент);

$$T_c^m = \frac{F_{\sigma} \cdot z \cdot D_{расч} \cdot \eta}{2 \cdot U_m}, \quad (3.49)$$

где $F_{\sigma} = 81615 \text{ Н}$ – наибольшее натяжение ветви каната;

$U_m = 169,7$ – общее передаточное число привода;

$D_{\sigma} = 0,7 \text{ м}$ – диаметр барабана по оси каната;

$z = 2$ – число ветвей каната закрепленных на барабане;

$\eta = 0,9$ – КПД.

$$M_c^m = \frac{81615 \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot 0,9}{2 \cdot 169,7} = 302,99 \text{ Нм}.$$

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

Имя	Подпись	Взам

$$T_m = T_c^m \cdot \kappa_{з.м.}, \quad (3.50)$$

где $\kappa_{з.м.} = 1,5$ – коэффициент запаса торможения, тормоз механизма подъема груза, должен обеспечивать тормозной момент с коэффициентом запаса торможения не менее 1,5 и не более 2,5.

$$T_m = 302,99 \cdot 1,5 = 454,48 \text{ Нм}.$$

Выбираем тормоза ТКГ – 300 [5].

Для повышения безопасности устанавливаем дисковый тормоз на барабан подъема.

Статический крутящий момент на валу барабана:

$$M_{\delta} = m_n \cdot S_{\delta} \frac{(D_{\delta} + d_k)}{2 \cdot \eta_{\delta}}, \quad (3.51)$$

где $S_{\delta} = 81615 \text{ Н}$ – наибольшее натяжение ветви каната;

$D_{\delta} = 0,7 \text{ м}$ – диаметр барабана;

$d_k = 28$ – диаметр каната, мм.

$$M_{\delta} = 2 \cdot 81615 \cdot \frac{(0,7 + 0,028)}{2 \cdot 0,98} = 60,63 \text{ кНм}.$$

Примем дисковый тормоз на барабане SHI 202 (фирма Sibre) с тормозной силой $F_T = 220 \text{ кН}$, обеспечивающий максимальный тормозной момент:

$$M_{T_{\max}} = 2 \cdot F_A \cdot 0,4 \left(\frac{d}{2} - 60 \right), \quad (3.52)$$

где $F_A = 220 \text{ кН}$ – тормозной момент;

$d = 1220 \text{ мм}$ – диаметр диска.

$$M_{T_{\max}} = 2 \cdot 220 \cdot 0,4 \left(\frac{1220}{2} - 60 \right) = 121 \text{ кН}.$$

Выбранный тормоз удовлетворяет расчетам.

Исходные данные:

Имя							ДП110-01.480061 ПЗ	33

Взам
Подпись
Имя

$$M_H = 1000 \cdot N_D / \omega, \quad (3.53)$$

$$M_H = 1000 \cdot 37 / 100 = 370 \text{ Нм},$$

$$M_{СП} = 1,55 \cdot M_H, \quad (3.54)$$

где $M_{СП} = 544 \text{ Нм}$ – среднепусковой момент двигателя;

$M_C^{nod} = 370 \text{ Нм}$ – момент статический при подъеме;

$M_{cm}^m = 302,99 \text{ Нм}$ – момент статический при торможении;

$M_{cm} = 454 \text{ Нм}$ – момент тормозной;

$\omega = 200 \text{ рад/с}$ – угловая скорость двигателя;

$I_p = 1,27 \text{ кгм}^2$ – момент инерции ротора;

$I_M = 0,6 \text{ кгм}^2$ – момент инерции втулочно-пальцевой муфты с тормозным шкивом.

Момент инерции вращающихся масс:

$$I_6 = 1,2(I_p + I_M), \quad (3.55)$$

где $I_p = 1,27 \text{ кгм}^2$ – момент инерции ротора;

$I_M = 0,06 \text{ кгм}^2$ – моменты инерции муфты.

$$I_6 = 1,2(1,27 + 0) = 1,52 \text{ кгм}^2.$$

Параметр u_B приведения поступательно движущих масс к валу двигателя:

$$u_B = \frac{D_6}{2 \cdot a \cdot i_p}, \quad (3.56)$$

где $D_6 = 0,7 \text{ м}$ – диаметр барабана;

$a = 2$ – кратность полиспаста;

$i_p = 169,7$ – передаточное число редуктора.

$$u_B = \frac{0,7}{2 \cdot 2 \cdot 169,7} = 0,001 \text{ м}.$$

Момент инерции поступательно движущих и вращательно движущих масс приведенных к быстроходному валу по формуле:

$$I = I_B + Q \cdot u_B^2, \quad (3.57)$$

где $I_6 = 1,52 \text{ кгм}^2$ – момент инерции вращающихся масс;

Взам

Подпись

Имя

$u_B = 0,0018 \text{ м}$ – параметр приведения направления движения полиспаста к валу двигателя;

$$I = 1,52 + 32000 \cdot 0,001^2 = 1,55 \text{ кгм}^2.$$

Расчет времени неустановившегося движения t , ускорения a и пути перемещения l . Определяем время разгона при подъеме груза [5]:

$$t = \frac{I \cdot \omega H}{M_{СП} - M_{СТ}}, \quad (3.58)$$

где $I = 1,55 \text{ кгм}^2$ – момент инерции всех движущихся масс;

$M_{СП} = 544 \text{ Нм}$ – среднепусковой момент двигателя;

$M_C^{\text{под}} = 370 \text{ Нм}$ – момент статический при подъеме.

$$t = \frac{1,55 \cdot 150}{544 - 370} = 1,2 \text{ с.}$$

Время разгона при опускании груза:

$$t = \frac{I \cdot \omega H}{M_{СП} + M_{СТ}}, \quad (3.59)$$

$$t = \frac{1,55 \cdot 150}{544 + 302} = 0,29 \text{ с.}$$

Время торможения при опускании груза:

$$t = \frac{I \cdot \omega H}{M_T - M_{СТТ}}, \quad (3.60)$$

$$t = \frac{1,55 \cdot 150}{544 - 454} = 2,58 \text{ с.}$$

Время торможения при подъеме крюковой подвески без груза:

$$t = \frac{I \cdot \omega H}{M_T}, \quad (3.61)$$

где $M_T = 454 \text{ Нм}$ – тормозной момент ,

$$t = \frac{1,51 \cdot 150}{454} = 0,52 \text{ с.}$$

Взам

Подпись

Иньв

Расчетное значение ускорения и пути перемещения определяются соответственно по формулам $a = v/t$ и $l = 0,5 \cdot v \cdot t$, где $v = 0,1$ м/с – заданная скорость подъема груза [5].

Расчетные значения ускорения и пути перемещения представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Расчетные значения ускорения и пути перемещения

Характер движения	t, с	a, м/с ²	l, м
Разгон при подъеме груза	1,2	0,08	0,06
Разгон при опускание груза	0,29	0,34	0,014
Торможение при опускании груза	2,58	0,038	0,129
Торможение при подъеме подвески без груза	0,52	0,19	0,026

На основе рассчитанных параметров и выбранных элементов механизма подъема производим компоновку всех его составных частей.

3.3 Расчет механизма передвижения тележки

Расчет механизма передвижения тележки [5] заключается в подборе и расчете ходовых колес, определении сопротивлений передвижению, выборе электродвигателей, редукторов, муфт и тормозов. Необходимо рассчитать механизм передвижения тележки мостового крана грузоподъемностью $Q = 360000$ кг. Скорость передвижения тележки $v_T = 0,267$ м/с. Группа классификации механизма М5 в соответствии с ИСО4301/1-86.

Выбранная кинематическая схема механизма передвижения тележки показана на рисунке 3.9.

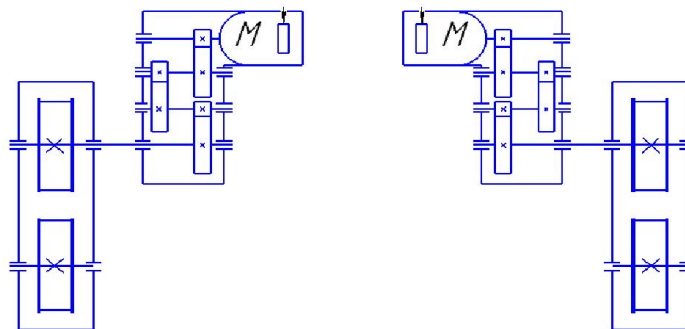


Рисунок 3.9 – Кинематическая схема механизма передвижения тележки

Имя
Подпись
Взам

При выборе ходовых и опорных колес тележки необходимо знать нагрузку, действующую на колеса.

$P = 850000 \text{ Н}$ – сила, действующая на колесо;

С учетом сил, действующих на колеса, выбираем диаметр приводных колес тележки равным 710 мм и крановый рельс КР-120 ГОСТ 6368-82.

Минимально необходимый момент на тихоходном валу одного мотор-редуктора[5]:

$$M_{\text{пер}} = (m + Q) \cdot g \cdot \left(\frac{f \cdot d_k + 2\mu}{D_k} K + \beta \right) \frac{D_{\text{КТ}}}{2m_{\text{прт}}}, \quad (3.62)$$

где $Q = 360000 \text{ кг}$ – грузоподъемность;

$m = 112000 \text{ кг}$ – вес тележки;

$\mu = 0,0008$ – коэффициент трения ходовых колес по рельсам с плоской головкой;

$f = 0,015$ – коэффициент трения в подшипниках качения ходовых колес [5];

$D_k = 0,71 \text{ м}$ – диаметр ходового колеса [5];

$d_k = (0,2..0,25)D_k = 0,17 \text{ м}$ – диаметр цапфы вала;

$k_p = 2,0$ – коэффициент, учитывающий сопротивление трения реборд ходовых колес и торцов ступиц колеса [5].

$$M_{\text{пер}} = (112 + 360) \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,015 \cdot 0,17 + 2 \cdot 0,0008}{0,71} \cdot 1,1 + 0,002 \right) \frac{0,71}{2 \cdot 2} = 6928 \text{ Н}.$$

Максимально допустимый момент на тихоходном валу мотор-редуктора:

$$M'_{\text{пер}} = \frac{g \cdot G_T \cdot f_{\text{ск}} \cdot D_{\text{КТ}}}{2K_{\text{сц}} \cdot m_{\text{КТ}}}, \quad (3.63)$$

$$M'_{\text{пер}} = \frac{9,81 \cdot 112000 \cdot 0,2 \cdot 0,71}{2 \cdot 1,1 \cdot 8} = 8864 \text{ Н}.$$

Определим статическую мощность мотор-редуктора:

$$N_c = \frac{M_{\text{пер}} \cdot v_{\text{пр}}}{m \cdot 102 \cdot \eta}, \quad (3.64)$$

где $v_T = 0,267 \text{ м/с}$ – скорость передвижения тележки;

Взам

Подпись

Имя

$\eta = 0,98$ – КПД механизма;

$M_{пер} = 6982 \text{ Н}$ – сопротивление передвижению тележки;

$m = 2$ – количество мотор–редукторов.

$$N_c = \frac{6928 \cdot 0,267}{2 \cdot 102 \cdot 0,98} = 9,25 \text{ кВт.}$$

Необходимое передаточное отношение мотор–редуктора, исходя из номинального числа оборотов двигателя:

$$U_p = \frac{\pi \cdot D_{zk} \cdot n_n}{V_{np}}, \quad (3.65)$$

где $n_n = 1000 \text{ об/мин}$ – фактическое число оборотов двигателя

$$U_p = \frac{3,14 \cdot 0,71 \cdot 1000}{16} = 139,3.$$

Принимаем мотор–редуктор с встроенным тормозом 9МЦ-382.
Фактическая скорость передвижения тележки:

$$V_{пер}^{\Phi} = \frac{n_n \cdot \pi \cdot D_k}{60}, \quad (3.66)$$

$$V_{пер}^{\Phi} = \frac{8,2 \cdot 3,14 \cdot 0,71}{60} = 0,256 \text{ м/с.}$$

Максимально допустимое ускорение тележки при пуске:

$$a_{max} = \left[\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\phi}{k_{\phi}} + \frac{f \cdot d_k}{D_k} \right) - (2 \cdot \mu + f \cdot d_k) \frac{k_p}{D_k} \right] \cdot g, \quad (3.67)$$

где $z_{np} = 2$ – число приводных ходовых колес;

$z = 6$ – общее число ходовых колес;

$\phi = 0,15$ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами (при работе в помещении) [5];

$k_{\phi} = 1,1$ – коэффициент запаса сцепления;

$f = 0,015$ – коэффициент силы трения в подшипниках;

$d_k = 0,17$ – диаметр цапфы вала, м;

$\mu = 0,0008$ – коэффициент трения качения ходовых колес по рельсам;

$D_k = 0,71$ – диаметр ходового колеса, м.

Взам

Подпись

Имя

$$a_{\max} = \left[\frac{2}{6} \left(\frac{0,15}{1,1} + \frac{0,015 \cdot 0,17}{0,71} \right) - (2 \cdot 0,0008 + 0,015 \cdot 0,17) \frac{2,2}{0,71} \right] \cdot 9,81 = 0,26 \text{ м/с}^2.$$

Наименьшее допускаемое время пуска:

$$t_{\text{дон}} = \frac{V_{\text{нep}}^{\phi}}{a_{\max}}, \quad (3.68)$$

$$t_{\text{дон}} = \frac{0,267}{0,26} = 1,02 \text{ с.}$$

Средний пусковой момент электродвигателя:

$$M_{\text{ср.п.}} = \frac{\psi_{\max} \cdot \psi_{\min}}{2} \cdot M_{\text{ном}}, \quad (3.69)$$

где $\psi_{\max} = 1,9..3,2$ – максимальная кратность пускового момента электродвигателя, примем $\psi_{\max} = 3$;

$\psi_{\min} = 1,1..1,4$ – минимальная кратность пускового момента электродвигателя, примем $\psi_{\min} = 1,1$.

$$M_{\text{ср.п.}} = \frac{2 \cdot 1,1}{2} \cdot 72,3 = 79,53 \text{ Н}$$

Момент статических сопротивлений при работе крана без груза:

$$M_C = \frac{F'_{\text{нep}} \cdot D_K}{2 \cdot i_P \cdot \eta}, \quad (3.70)$$

где $F'_{\text{нep}} = 17052,6 \text{ Н}$ – сопротивление передвижению тележки без груза;

$D_K = 0,71 \text{ м}$ – диаметр ходового колеса;

$\eta = 0,98$ – КПД механизма;

$i_P = 210$ – передаточное число редуктора.

$$M_C = \frac{17052,6 \cdot 0,71}{2 \cdot 210 \cdot 0,98} = 29,4 \text{ Нм}$$

Суммарный момент инерции вращающихся масс:

Взам

Подпись

Имя

$$I = I_p + I_m^{\delta}, \quad (3.71)$$

где $I_p = 0,0503 \text{ кгм}^2$ – момент инерции ротора электродвигателя;

$$I = 0,0503 + 0 = 0,0503 \text{ кгм}^2.$$

Фактическое время пуска механизма передвижения тележки без груза:

$$t_{\Pi} = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55(M_{cp.n} - M_c)} + \frac{9,55 \cdot m \cdot v_{\phi}^2}{n(M_{cp.n} - M_c) \cdot \eta}, \quad (3.72)$$

где $I = 0,0503 \text{ кгм}^2$ – суммарный момент инерции вращающихся масс,;
 $\delta = 1,2$ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма [5];

$n = 1452 \text{ об/мин}$ – число оборотов электродвигателя;

$M_{cp.n} = 119,2 \text{ Нм}$ – средний пусковой момент электродвигателя;

$M_c = 2,83 \text{ Нм}$ – момент статических сопротивлений при работе крана без груза;

$m = 112000 \text{ кг}$ – масса тележки;

$v_{\phi} = 0,267 \text{ м/с}$ – фактическая скорость передвижения тележки;

$\eta = 0,98$ – КПД механизма.

$$t_{\Pi} = \frac{1,2 \cdot 0,0503 \cdot 1452}{9,55 \cdot (79,52 - 29,4)} + \frac{9,55 \cdot 112000 \cdot (0,267)^2}{1452 \cdot (79,52 - 29,4) \cdot 0,98} = 1,25 \text{ с},$$

что согласуется с данными [5].

Фактическое ускорение тележки без груза при пуске:

$$a_{\phi} = \frac{v_{\text{пер}}^{\phi}}{t_{\Pi}} \leq a_{\text{max}}, \quad (3.73)$$

где $v_{\text{пер}}^{\phi} = 0,256 \text{ м/с}$ – фактическая скорость передвижения;

$t_{\Pi} = 1,25 \text{ с}$ – фактическое время пуска механизма передвижения без груза;

$a_{\text{max}} = 0,26 \text{ м/с}^2$ – максимально допустимое ускорение тележки.

$$a_{\phi} = \frac{0,256}{1,25} = 0,2 \text{ м/с}^2 \leq a_{\text{max}} = 0,26 \text{ м/с}^2.$$

Взам

Подпись

Имя

Проверяем фактический запас сцепления. Для этого найдем суммарную нагрузку на приводные колеса без груза:

$$F_{np} = m \cdot \frac{z_{np}}{z} g, \quad (3.74)$$

где $m = 112000$ кг масса тележки;

$z_{np} = 2$ – число приводных колес;

$z = 6$ – общее число колес.

$$F_{np} = 112000 \cdot \frac{2}{6} \cdot 9,81 = 336239 \text{ Н.}$$

Фактический запас сцепления:

$$k_{\varphi}^{\phi} = \frac{F_{np} \cdot \varphi}{F'_{nep} + m \cdot \left(\frac{a}{g} - \frac{z_{np}}{z} \cdot f \cdot \frac{d_k}{D_k} \right) \bar{g}} \geq 1,2, \quad (3.75)$$

где $F_{np} = 336239 \text{ Н}$ – суммарная нагрузка на приводные колеса;

$F'_{nep} = 17502 \text{ Н}$ – полное сопротивление передвижению без груза;

$\varphi = 0,15$ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами;

$z_{np} = 2$ – число приводных колес;

$z = 6$ – общее число колес;

$f = 0,015$ – коэффициент трения в подшипниках опор вала ходового колеса.

$$k_{\varphi}^{\phi} = \frac{336239 \cdot 0,15}{17502 + 112000 \cdot \left(\frac{0,48}{9,81} - \frac{2}{6} \cdot 0,015 \cdot \frac{0,17}{0,71} \right) 9,81} = 2,2 \geq [1,2].$$

Максимально допустимое замедление тележки при торможении

$$a_{\max}^T = \left[\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\varphi}{k_{\phi}} - \frac{f \cdot d_k}{D_k} \right) + (2 \cdot \mu + f \cdot d_k) \frac{1}{D_k} \right] \bar{g}, \quad (3.76)$$

где $z_{np} = 2$ – число приводных ходовых колес;

$z = 6$ – общее число ходовых колес;

$\varphi = 0,15$ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами (при работе в помещении) [5];

$k_\varphi = 1,1$ – коэффициент запаса сцепления;

$f = 0,015$ – коэффициент трения в конических подшипниках опор вала ходового колеса;

$d_k = 0,17$ м – диаметр цапфы вала;

$\mu = 0,0008$ – коэффициент трения качения ходовых колес по рельсам;

$D_k = 0,71$ м – диаметр ходового колеса.

$$a_{\max}^T = \left[\frac{2}{6} \left(\frac{0,15}{1,1} - \frac{0,015 \cdot 0,17}{0,71} \right) + (2 \cdot 0,0008 + 0,015 \cdot 0,17) \frac{1}{0,71} \right] \cdot 9,81 = 0,43 \text{ м/с}^2.$$

По [5] принимаем $a_{\max}^T = 0,1 \text{ м/с}^2$.

Время торможения тележки без груза:

$$t_T = \frac{v_{\text{пер}}^\phi}{a_{\max}^T}, \quad (3.77)$$

где $a_{\max}^T = 0,1 \text{ м/с}^2$ – максимально допустимое замедление тележки при торможении;

$v_{\text{пер}}^\phi = 0,26 \text{ м/с}$ – фактическая ускорение передвижения тележки.

$$t_{\min} = \frac{0,26}{0,1} = 2,6 \text{ с.}$$

Сопротивление при торможении тележки без груза:

$$W_{\text{пр}}^T = \frac{m}{D_k} (f \cdot d_k + 2 \cdot \mu) g, \quad (3.78)$$

где $m = 112000$ кг – масса тележки;

$d_k = 0,17$ м – диаметр цапфы вала;

$D_k = 0,71$ м – диаметр ходового колеса;

$f = 0,015$ – коэффициент трения в подшипниках опор вала ходовых колес.

$$W_{\text{пр}}^T = \frac{112000}{0,71} \cdot (0,015 \cdot 0,17 + 2 \cdot 0,0008) \cdot 9,81 = 3391,5 \text{ Н.}$$

Взам

Подпись

Имя

Момент статических сопротивлений на тормозном валу при торможении тележки:

$$M_C^T = \frac{W_{mp}^T \cdot D_k \cdot \eta}{2 \cdot i_p}, \quad (3.79)$$

где $W_{mp}^T = 3391,5 \text{ Н}$ – сопротивление при торможении тележки без груза;

$\eta = 0,98$ – КПД механизма;

$i_p = 210$ – передаточное число редуктора.

$$M_C^T = \frac{3391,5 \cdot 0,71 \cdot 0,98}{2 \cdot 210} = 5,6 \text{ Нм.}$$

Момент сил инерции при торможении крана без груза:

$$M_{ин}^T = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 \cdot t_T} + \frac{9,55 \cdot m \cdot (v_{пер}^\phi)^2 \cdot \eta}{n \cdot t_T}, \quad (3.80)$$

где $\delta = 1,2$ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма;

$I = 0,0503 \text{ кгм}^2$ – суммарный момент инерции вращающихся масс;

$n = 1452 \text{ об/мин}$ – число оборотов электродвигателя;

$m = 112000 \text{ кг}$ – масса тележки;

$v_\phi = 0,256 \text{ м/с}$ – фактическая скорость передвижения тележки;

$\eta = 0,98$ – КПД механизма,

$t_T = 2,6 \text{ с}$ – время торможения тележки без груза.

$$M_{ин}^T = \frac{1,2 \cdot 0,0503 \cdot 1452}{9,55 \cdot 2,6} + \frac{9,55 \cdot 112000 \cdot 0,26^2 \cdot 0,98}{1452 \cdot 2,6} = 22,29 \text{ Нм.}$$

Расчетный тормозной момент на валу тормоза:

$$M_P^T = M_{ин}^T - M_C^T, \quad (3.81)$$

где $M_{ин}^T = 22,29 \text{ Нм}$ – момент сил инерции при торможении тележки без груза;

$M_C^T = 5,6 \text{ Нм}$ – момент статических сопротивлений на тормозном валу при торможении тележки.

$$M_P^T = 22,29 - 5,6 = 16,69 \text{ Нм.}$$

Взам

Подпись

Имя

Минимальная длина пути торможения:

$$S = \frac{v_{\phi}^2}{k}, \quad (3.82)$$

где $v_{\phi} = 0,26 \text{ м/с}$ – фактическая скорость передвижения тележки;
 $k = 1,5$ – коэффициент по [5].

$$S = \frac{0,26^2}{1,5} = 0,045 \text{ м.}$$

Фактическая длина пути:

$$S_{\phi} = 0,5 \cdot t_T \cdot v_{\phi} \geq S, \quad (3.83)$$

где $t_T = 2,6 \text{ с}$ – время торможения тележки без груза.

$$S_{\phi} = 0,5 \cdot 2,6 \cdot 0,26 = 0,338 \text{ м.}$$

Условие выполняется $S_{\phi} \geq S$ или $0,338 \geq 0,045 \text{ м}$.

На основе рассчитанных параметров и выбранных элементов механизма передвижения тележки производим компоновку всех его составных частей [5].

3.4 Расчет механизма передвижения крана

Общий расчет механизма передвижения крана заключается в подборе и расчете ходовых колес, определении сопротивлений передвижению, выборе электродвигателей, редукторов, муфт и тормозов.

Необходимо рассчитать механизм передвижения крана кругового действия грузоподъемностью $Q = 360000 \text{ кг}$. Скорость передвижения крана $v_k = 0,267 \text{ м/с}$. Пролет $L = 41,5 \text{ м}$. Группа классификации механизма М5. Выбранная кинематическая схема механизма передвижения крана показана на рисунке 3.10. В настоящее время все чаще и чаще используются мотор-редуктора в механизме передвижения крана. Они не занимают много места, легки в установке при таких же характеристиках, как и у двигателей и редуктора отдельно, что упрощает эксплуатацию крана. Расчет и выбор мотор-редуктора на механизм передвижения крана взят за основу в этом дипломном проекте, что очень актуально в настоящее время.

Взам

Подпись

Имя

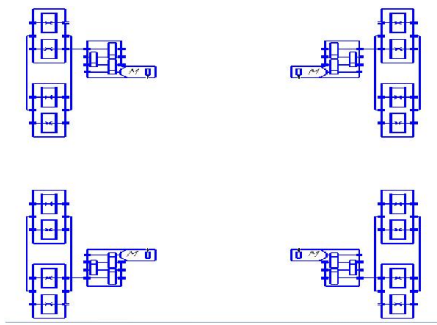


Рисунок 3.10 – Кинематическая схема передвижения крана

Ориентировочная масса крана по [5]:

$$m = 0,96 \cdot Q + 0,84 \cdot L, \quad (3.84)$$

где $Q = 360000 \text{ кг}$ – масса номинального груза;
 $L = 41,5 \text{ м}$ – пролет крана.

$$m = 0,96 \cdot 360000 + 0,84 \cdot 41500 = 384000 \text{ кг.}$$

При нагрузке в 545 кН на колесо выбираем диаметр приводных колес крана равным 745 мм и крановые рельсы типа КР-140 ГОСТ 7173-54.

Сопротивление передвижению крана с номинальным грузом, приведенное к ободу ходового колеса:

$$F_{\text{пер}} = k_p (m + Q) \cdot g \frac{f \cdot d_k + 2\mu}{D_k}, \quad (3.85)$$

где $Q = 360000 \text{ кг}$ – масса номинального груза;

$m = 384000 \text{ кг}$ – масса крана;

$\mu = 0,0008$ – коэффициент трения ходовых колес по рельсам [5];

$f = 0,015$ – коэффициент трения в подшипниках качения ходовых колес [5];

$D_k = 0,745$ – диаметр ходового колеса [5], м;

$d_k = 0,17 \text{ м}$ – диаметр цапфы вала;

$k_p = 2,2$ – коэффициент, учитывающий сопротивление трения реборд ходовых колес и торцов ступиц колеса [5].

$$F_{\text{пер}} = 2,2 \cdot (384000 + 360000) \cdot 9,81 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,17 + 2 \cdot 0,0008}{0,745} = 93051,73 \text{ Н.}$$

Сопротивление передвижению крана без груза:

Имя
Подпись
Взам

$$F'_{\text{неп}} = k_p \cdot m \cdot g \cdot \frac{f \cdot d_k + 2\mu}{D_k}, \quad (3.86)$$

$$F'_{\text{неп}} = 2,2 \cdot 384000 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,17 + 2 \cdot 0,0008}{0,745} = 41165,18 \text{ Н.}$$

Минимально необходимый момент на тихоходном валу одного мотор-редуктора [5]:

$$M_{\text{неп}} = (m + Q) \cdot g \cdot \left(\frac{f \cdot d_k + 2\mu}{D_k} K + \beta \right) \frac{D_{KT}}{2m_{\text{мрт}}}, \quad (3.87)$$

где $Q = 360000 \text{ кг}$ – грузоподъемность;

$m = 384000 \text{ кг}$ – вес крана;

$\mu = 0,0008$ – коэффициент трения ходовых колес по рельсам с плоской головкой;

$f = 0,015$ – коэффициент трения в подшипниках качения ходовых колес [5];

$D_k = 0,745 \text{ м}$ – диаметр ходового колеса [5];

$d_k = 0,17 \text{ м}$ – диаметр цапфы вала;

$k_p = 2,0$ – коэффициент, учитывающий сопротивление трения реборд ходовых колес и торцов ступиц колеса [5],

$$M_{\text{неп}} = (384000 + 360000) \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,015 \cdot 0,17 + 2 \cdot 0,0008}{0,745} \cdot 1,1 + 0,002 \right) \frac{0,745}{2 \cdot 2} = 4841 \text{ Н.}$$

Максимально допустимый момент на тихоходном валу мотор-редуктора:

$$M'_{\text{неп}} = \frac{g \cdot G_T \cdot f_{\text{ск}} \cdot D_{KT}}{2K_{\text{сц}} \cdot m_{KT}}, \quad (3.88)$$

$$M'_{\text{неп}} = \frac{9,81 \cdot 384000 \cdot 0,2 \cdot 0,745}{2 \cdot 1,1 \cdot 16} = 15864 \text{ Н.}$$

Определим статическую мощность мотор-редуктора:

$$N_c = \frac{F_{\text{неп}} \cdot v_T}{m \cdot 10^3 \cdot \eta}, \quad (3.89)$$

где $v_T = 0,267 \text{ м/с}$ – скорость передвижения тележки;

Взам

Подпись

Имя

$\eta = 0,98$ – КПД механизма;
 $F_{пер} = 93051,73$ Н – сопротивление передвижению крана;
 $m = 4$ – количество мотор–редукторов.

$$N_c = \frac{93051,73 \cdot 0,267}{4 \cdot 10^3 \cdot 0,98} = 6,3 \text{ кВт.}$$

Необходимое передаточное отношение мотор–редуктора, исходя из номинального числа оборотов двигателя:

$$U_p = \frac{\pi \cdot D_{xk} \cdot n_n}{V_{np}}, \quad (3.90)$$

где $n_n = 1400$ об/мин – фактическое число оборотов двигателя.

$$U_p = \frac{3,14 \cdot 0,745 \cdot 1400}{16} = 204,6.$$

Принимаем мотор-редукторс встроенным тормозом 9МЦ-332.

Номинальный момент двигателя:

$$M_{ном} = 9550 \cdot \frac{N_D}{n}, \quad (3.100)$$

где $N_D = 6,05$ кВт – номинальная мощность электродвигателя;
 $n = 1400$ об/мин – частота вращения.

$$M_{ном} = 9550 \cdot \frac{6,05}{1400} = 41,2 \text{ Нм.}$$

Частота вращения ходового колеса:

$$n_k = \frac{60 \cdot v_{пер}}{\pi \cdot D_k}, \quad (3.101)$$

$$n_k = \frac{60 \cdot 0,267}{3,14 \cdot 0,745} = 6,84 \text{ об/мин.}$$

Требуемое передаточное число привода:

Изм	Взам
Подпись	

$$i = \frac{n}{n_k}, \quad (3.102)$$

$$i = \frac{1400}{6,84} = 204,6.$$

Фактическая скорость передвижения крана:

$$V_{пер}^{\phi} = V_{пер} \cdot \frac{i}{i_p}, \quad (3.103)$$

$$V_{пер}^{\phi} = 0,267 \cdot \frac{204,6}{199,31} = 0,274 \text{ м/с.}$$

Максимально допустимое ускорение крана при пуске:

$$a_{\max} = \left[\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\phi}{k_{\phi}} + \frac{f \cdot d_k}{D_k} \right) - (2 \cdot \mu + f \cdot d_k) \frac{k_p}{D_k} \right] \cdot g, \quad (3.104)$$

где $z_{np} = 4$ – число приводных ходовых колес;

$z = 16$ – общее число ходовых колес;

$\phi = 0,15$ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами (при работе в помещении) [5];

$k_{\phi} = 1,1$ – коэффициент запаса сцепления;

$f = 0,015$ – коэффициент трения в конических подшипниках опор вала ходового колеса;

$d_k = 0,17 \text{ м}$ – диаметр цапфы вала;

$\mu = 0,0008$ – коэффициент трения качения ходовых колес по рельсам;

$D_k = 0,745 \text{ м}$ – диаметр ходового колеса;

$k_p = 2,2$ – коэффициент, учитывающий сопротивление трения реборд ходовых колес и торцов ступиц колеса [5].

$$a_{\max} = \left[\frac{4}{16} \left(\frac{0,15}{1,1} + \frac{0,015 \cdot 0,17}{0,745} \right) - (2 \cdot 0,0008 + 0,015 \cdot 0,17) \frac{2,2}{0,745} \right] \cdot 9,81 = 0,22 \text{ м/с}^2.$$

Наименьшее допускаемое время пуска:

$$t_{\text{дон}} = \frac{V_{пер}^{\phi}}{a_{\max}}, \quad (3.105)$$

Взам

Подпись

Иньв

$$t_{\text{дон}} = \frac{0,274}{0,22} = 1,24 \text{ с}$$

Средний пусковой момент электродвигателя:

$$M_{\text{ср.п.}} = \frac{\psi_{\text{max}} + \psi_{\text{min}}}{2} \cdot M_{\text{ном}}, \quad (3.106)$$

где $\psi_{\text{max}} = 1,9..3,2$ – максимальная кратность пускового момента электродвигателя, примем $\psi_{\text{max}} = 2$;

$\psi_{\text{min}} = 1,1..1,4$ – минимальная кратность пускового момента электродвигателя, примем $\psi_{\text{min}} = 1,1$.

$$M_{\text{ср.п.}} = \frac{2+1,1}{2} \cdot 41,2 = 63,86 \text{ Нм.}$$

Так как в механизме используется четыре мотор-редуктора, средний пусковой момент следует умножить на четыре: $M_{\text{ср.п.}} = 4 \cdot 63,86 = 255,44 \text{ Нм}$

Момент статических сопротивлений при работе крана без груза:

$$M_c = \frac{F'_{\text{неп}} \cdot D_K}{2 \cdot i_p \cdot \eta}, \quad (3.107)$$

где $F'_{\text{неп}} = 41165,8 \text{ Н}$ – сопротивление передвижению крана без груза;

$D_K = 0,745 \text{ м}$ – диаметр ходового колеса;

$\eta = 0,98$ – КПД механизма;

$i_p = 199,31$ – передаточное число редуктора.

$$M_c = \frac{41165,8 \cdot 0,745}{2 \cdot 199,31 \cdot 0,98} = 78,5 \text{ Нм}$$

Суммарный момент инерции вращающихся масс:

$$I = 4I_p + 4I_{\text{ш}}^6, \quad (3.108)$$

где $I_p = 0,0503 \text{ кгм}^2$;

$$I = 4 \cdot 0,0503 + 4 \cdot 0 = 0,2 \text{ кгм}^2.$$

Взам

Подпись

Иньв

Фактическое время пуска механизма передвижения крана без груза:

$$t_{II} = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55(M_{cp,n} - M_c)} + \frac{9,55 \cdot m \cdot v_{\phi}^2}{n(M_{cp,n} - M_c) \cdot \eta}, \quad (3.109)$$

где $I = 0,2 \text{ кгм}^2$ – суммарный момент инерции вращающихся масс;

$\delta = 1,1$ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма [5];

$n = 1400 \text{ об/мин}$ – число оборотов электродвигателя;

$M_{cp,n} = 255,44 \text{ Нм}$ – средний пусковой момент электродвигателя;

$M_c = 78,5 \text{ Нм}$ – момент статических сопротивлений при работе крана без груза;

$m = 384000 \text{ кг}$ – масса крана;

$v_{\phi} = 0,274 \text{ м/с}$ – фактическая скорость передвижения тележки;

$\eta = 0,98$ – КПД механизма.

$$t_{II} = \frac{1,1 \cdot 0,2 \cdot 1400}{9,55 \cdot (255,44 - 78,5)} + \frac{9,55 \cdot 384000 \cdot (0,274)^2}{1400 \cdot (255,44 - 78,5) \cdot 0,98} = 1,32 \text{ с},$$

что согласуется с данными [5].

Фактическое ускорение крана без груза при пуске:

$$a_{\phi} = \frac{v_{nep}^{\phi}}{t_{II}} \leq a_{\max}, \quad (3.110)$$

где $v_{nep}^{\phi} = 0,272 \text{ м/с}$ – фактическая скорость передвижения;

$t_{II} = 1,32 \text{ с}$ – фактическое время пуска механизма без груза;

$a_{\max} = 0,22 \text{ м/с}^2$ – максимально допустимое ускорение тележки.

$$a_{\phi} = \frac{0,272}{1,32} = 0,206 \text{ м/с}^2 \leq a_{\max} = 0,22 \text{ м/с}^2 \text{ – условие выполняется.}$$

Проверяем фактический запас сцепления. Для этого найдем суммарную нагрузку на приводные колеса без груза:

$$F_{np} = m \cdot \frac{z_{np}}{z} g, \quad (3.111)$$

где $m = 384000 \text{ кг}$ – масса крана;

Взам

Подпись

Иньв

$z_{np} = 4$ – число приводных колес;
 $Z = 16$ – общее число колес;
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

$$F_{np} = 384000 \cdot \frac{4}{16} \cdot 9,81 = 941760 \text{ Н.}$$

Фактический запас сцепления:

$$k_{\phi}^{\phi} = \frac{F_{np} \cdot \phi}{F'_{nep} + m \cdot \left(\frac{a}{g} - \frac{z_{np}}{z} \cdot f \cdot \frac{d_k}{D_k} \right) g} \geq 1,2, \quad (3.112)$$

где $F_{np} = 941760 \text{ Н}$ – суммарная нагрузка на приводные колеса;

$F'_{nep} = 41165,8 \text{ Н}$ – полное сопротивление передвижению без груза;

$\phi = 0,15$ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами;

$z_{np} = 4$ – число приводных колес;

$Z = 16$ – общее число колес;

$f = 0,015$ – коэффициент трения в подшипниках опор вала ходового колеса.

$$k_{\phi}^{\phi} = \frac{941760 \cdot 0,15}{41165,8 + 384000 \cdot \left(\frac{0,22}{9,81} - \frac{4}{16} \cdot 0,015 \cdot \frac{0,17}{0,745} \right) 9,81} = 1,248 \geq [1,2].$$

Максимально допустимое замедление крана при торможении:

$$a_{\max}^T = \left[\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\phi}{k_{\phi}} - \frac{f \cdot d_k}{D_k} \right) + (2 \cdot \mu + f \cdot d_k) \frac{1}{D_k} \right] \bar{g}, \quad (3.113)$$

где $z_{np} = 4$ – число приводных ходовых колес;

$z = 16$ – общее число ходовых колес;

$\phi = 0,15$ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами (при работе в помещении) [1];

$k_{\phi} = 1,1$ – коэффициент запаса сцепления;

$f = 0,015$ – коэффициент трения в конических подшипниках опор вала ходового колеса;

$d_k = 0,17 \text{ м}$ – диаметр цапфы вала;

$\mu = 0,0008$ – коэффициент трения качения ходовых колес по рельсам;

$D_k = 0,745 \text{ м}$ – диаметр ходового колеса.

Взам

Подпись

Имя

$$a_{\max}^T = \left[\frac{4}{16} \left(\frac{0,15}{1,1} - \frac{0,015 \cdot 0,17}{0,745} \right) + (2 \cdot 0,0008 + 0,015 \cdot 0,17) \frac{1}{0,745} \right] \cdot 9,81 = 0,37 \text{ м/с}^2,$$

по [5] принимаем $a_{\max}^T = 0,2 \text{ м/с}^2$.

Время торможения крана без груза:

$$t_T = \frac{v_{\text{нep}}^{\Phi}}{a_{\max}^T}, \quad (3.114)$$

где $a_{\max}^T = 0,2 \text{ м/с}^2$ – максимально допустимое замедление крана при торможении;
 $v_{\text{нep}}^{\Phi} = 0,272 \text{ м/с}^2$ – фактическая скорость передвижения тележки.

$$t_T = \frac{0,272}{0,2} = 1,36 \text{ с.}$$

Соппротивление при торможении тележки без груза:

$$W_{mp}^T = \frac{m}{D_K} (f \cdot d_K + 2 \cdot \mu) g, \quad (3.115)$$

где $m = 380000 \text{ кг}$ – масса крана;

$d_K = 0,17 \text{ м}$ – диаметр цапфы вала;

$D_K = 0,745 \text{ м}$ – диаметр ходового колеса;

$f = 0,015$ – коэффициент трения в подшипниках опор вала ходового колеса.

$$W_{mp}^T = \frac{380000}{0,745} \cdot (0,015 \cdot 0,17 + 2 \cdot 0,0008) \cdot 9,81 = 20762,8 \text{ Н.}$$

Момент статических сопротивлений на тормозном валу при торможении крана:

$$M_C^T = \frac{W_{mp}^T \cdot D_k \cdot \eta}{2 \cdot i_p}, \quad (3.116)$$

где $W_{mp}^T = 20762,8 \text{ Н}$ – сопротивление при торможении тележки без груза;

$\eta = 0,98$ – КПД механизма;

$i_p = 199,31$ – передаточное число редуктора.

Взам

Подпись

Имя

$$M_c^T = \frac{20762,8 \cdot 0,745 \cdot 0,98}{2 \cdot 199,31} = 38,03 \text{ Нм.}$$

Момент сил инерции при торможении крана без груза:

$$M_{ин}^T = \frac{\delta \cdot I \cdot n}{9,55 \cdot t_T} + \frac{9,55 \cdot m \cdot (v_{пер}^\phi)^2 \cdot \eta}{n \cdot t_T}, \quad (3.117)$$

где $\delta = 1,2$ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма;

$I = 0,2 \text{ кгм}^2$ – суммарный момент инерции вращающихся масс;

$n = 1400 \text{ об/мин}$ – число оборотов электродвигателя;

$m = 380000 \text{ кг}$ – масса крана;

$v_\phi = 0,272 \text{ м/с}$ – фактическая скорость передвижения тележки;

$\eta = 0,98$ – КПД механизма,

$t_T = 1,36 \text{ с}$ – время торможения крана без груза.

$$M_{ин}^T = \frac{1,2 \cdot 0,2 \cdot 1400}{9,55 \cdot 1,36} + \frac{9,55 \cdot 380000 \cdot 0,272^2 \cdot 0,98}{1400 \cdot 1,36} = 163,99 \text{ Нм.}$$

Расчетный тормозной момент на валу тормоза:

$$M_p^T = M_{ин}^T - M_c^T, \quad (3.118)$$

где $M_{ин}^T = 163,99 \text{ Нм}$ – момент сил инерции при торможении крана без груза;

$M_c^T = 38,03 \text{ Нм}$ – момент статических сопротивлений на тормозном валу при торможении крана.

$$M_p^T = 163,99 - 38,03 = 125,96 \text{ Нм.}$$

Минимальная длина пути торможения:

$$S = \frac{v_\phi^2}{k}, \quad (3.119)$$

где $v_\phi^2 = 0,272 \text{ м/с}$ – фактическая скорость передвижения тележки;

$k = 1,5$ – коэффициент по [5].

Взам

Подпись

Имя

$$S = \frac{0,272^2}{1,5} = 0,049 \text{ м.}$$

Фактическая длина пути:

$$S_{\phi} = 0,5 \cdot t_T \cdot v_{\phi} \geq S, \quad (3.120)$$

где $t_T = 1,36 \text{ с}$ – время торможения крана без груза,

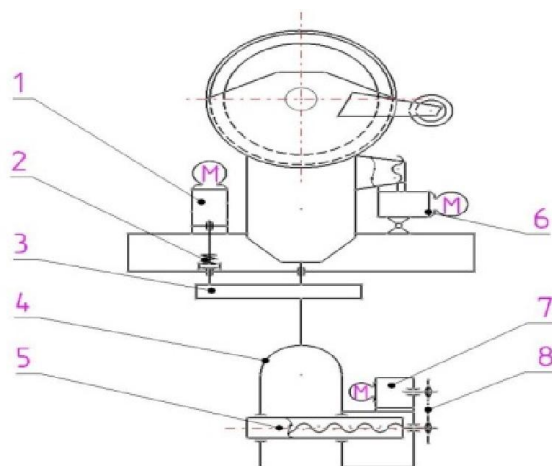
$$S_{\phi} = 0,5 \cdot 1,36 \cdot 0,272 = 0,18 \text{ м.}$$

Условие выполняется $S_{\phi} \geq S$ или $0,18 \geq 0,049 \text{ м.}$

На основе рассчитанных параметров и выбранных элементов механизма передвижения крана производим компоновку всех его составных частей.

3.5 Расчет механизмов подвески 360 т

На рисунке (3.11) представлена кинематическая схема подвески



1 – мотор-редуктор; 2 – муфта предельного момента; 3 – зубчатая пара; 4 – вилка; 5 – механизма выдвижения оси; 6 – домкрат; 7 – мотор-редуктор; 8 – цепная передача.

Рисунок 3.11 – Кинематическая схема подвески 360т.

Механизм поворота вилки:

Момент от сил трения при вращении вилки с грузом (эксплуатационный):

$$M_{BЭ} = \varphi_{\Pi} \cdot (G_{ГР} + G_{ТР} + G_в + G_{МВ}) \cdot g \frac{d_{\Pi}}{2}, \quad (3.121)$$

где $\varphi_{\Pi} = 0,0015$ – коэффициент силы трения в упорном подшипнике;

$G_{ГР} = 360000$ кг – масса монтажного груза;

$G_{ТР} = 6890$ кг – масса траверсы;

$G_в = 2930$ кг – масса вилки;

$G_{МВ} = 1305$ кг – масса механизма выдвижения оси.

$$M_{BЭ} = 0,0015 \cdot (360000 + 6890 + 2930 + 1305) \cdot 9,81 \frac{0,34}{2} = 928 \text{ Нм}.$$

Мощность двигателя при вращении вилки с грузом (эксплуатационная):

$$N_{BЭ} = \frac{M_{BЭ} \cdot n_{ПВ}}{9550 \cdot \eta_{ПВ}}, \quad (3.122)$$

где $n_{ПВ} = 0,90$ – КПД механизма поворота;

$$N_{BЭ} = \frac{928 \cdot 0,069}{9550 \cdot 0,90} = 0,0074 \text{ кВт}.$$

Момент от сил инерции масс механизма поворота вилки подвески с грузом (при пуске):

$$M_{ВП} = \frac{(J_{ГР} + J_{ВКР} + J_{ЗП} + (J_{МР} \cdot i_{МР} \cdot i_{ЗП})) n 2\pi}{60 t_p}, \quad (3.123)$$

$$M_{ВП} = \frac{(6333627 + 4623 + 661 + 337 + (0,075 \cdot 2242 \cdot 9)) 0,069 \cdot 2 \cdot 3,14}{60 \cdot 5} = 9163 \text{ Нм}.$$

Мощность двигателя при пуске:

$$N_{BЭ} = \frac{(M_{BЭ} + M_{ВП}) \cdot n_B}{9550 \cdot \eta_{ПВ}}, \quad (3.124)$$

Взам

Подпись

Иньв

$$N_{вэ} = \frac{(928 + 9163) \cdot 0,069}{9550 \cdot 0,90} = 0,081 \text{ кВт}.$$

Принят мотор-редуктор поворота вилки RF137R77DT80K4.

Действующая скорость вращения вилки:

$$n_{пв} = \frac{n_{МПП}}{i_{зп}}, \quad (3.125)$$

$$N_{вэ} = \frac{0,62}{9} = 0,069 \text{ об / мин}.$$

Механизм выдвигания оси вилки

Требуемый крутящий момент механизма выдвигания оси определяется осевым усилием, преодолевающим силу сопротивления скольжения и подъем массы вилки с механизмом выдвигания оси по конусу оси $\alpha_{пл} = 15^\circ$ (ось вилки ниже оси проушины траверсы).

Сила сопротивления скольжения и подъем массы вилки с механизмом выдвигания оси:

$$F_{пл} = f_{тр} \cdot g \cdot m_{пл} + (G_в + G_{мв}) \operatorname{tg} \alpha_{пл}, \quad (3.126)$$

где $f_{тр} = 0,15$ – коэффициент трения скольжения оси вилки;

$m_{пл} = 395 \text{ кг}$ – масса выдвигной оси вилки;

$\alpha_{пл} = 15^\circ$ – конус оси;

$$F_{пл} = 0,15 \cdot 9,81 \cdot 395 + (2930 + 1305) \operatorname{tg} 15^\circ = 1716 \text{ Н},$$

Требуемый крутящий момент механизма выдвигания оси:

$$T_{оси} = F_{пл} \left(\frac{d_{пл}}{2} \right) \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (3.127)$$

где $d_{пл} = 300 \text{ мм}$ – диаметр выдвигной оси вилки;

$\psi = 4,0542^\circ$ – угол наклона винтовой линии резьбы оси;

$\varphi = 5,9113^\circ$ – приведенный угол трения резьбы оси;

Взам

Подпись

Имя

$$T_{осц} = 1716 \left(\frac{300}{2} \right) \operatorname{tg}(4,0542 + 5,9113) = 45 \text{ Нм}$$

Принят мотор-редуктор выдвижения оси R77DRS90M4 со следующими параметрами:

Действующая скорость движения оси:

$$V_{пл} = \frac{p_{пл2} \cdot n_{мрв}}{60 \cdot i_{цп} \cdot 1000}, (3.128)$$

где $p_{пл2} = 54 \text{ мм}$ – диаметр резьбы оси вилки;

$n_{мрв} = 21 \text{ об/мин}$ - частота вращения выходного вала.

$$V_{пл} = \frac{12 \cdot 21}{60 \cdot 1,26 \cdot 1000} = 0,0033 \text{ м / с}.$$

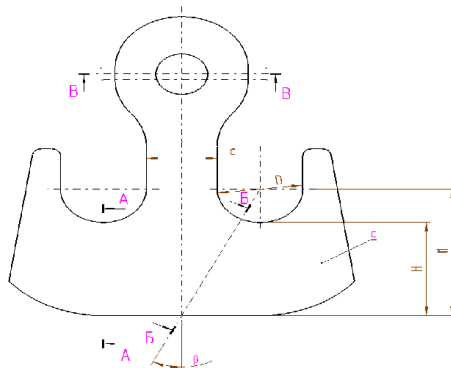
Мощность привода (двигателя), необходимая для перемещения:

$$N_{мрв} = \frac{T_{осц} \cdot n_{мрв}}{9550 \cdot i_{цп} \cdot \eta_{пв} \cdot \eta_{осц}}, (3.129)$$

$$N_{мрв} = \frac{45 \cdot 21}{9550 \cdot 1,26 \cdot 0,95 \cdot 0,40} = 0,207 \text{ кВт}.$$

Пластинчатый крюк

Расчёт на прочность стальной конструкции пластинчатого крюка, выполнен по следующим параметрами, пластинчатый крюк представлен на рисунке (3.12). Расчет крюка был проведен в нескольких плоскостях. Рассчитанный крюк, обеспечивал работоспособность в указанных условия эксплуатации.



Взам

Подпись

Имя

Рисунок 3.12 – Основные размеры пластинчатого крюка.

Расчёт крюка в сечении А-А:

$$\sigma_{сум} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{ср}^2} < [\sigma], (3.130)$$

где $\sigma = 2,2 \text{ Мпа}$;

$\tau_{ср} = 0,1 \text{ Мпа}$;

$[\sigma] = 100 \text{ Мпа}$ – допускаемое нормальное напряжение для двурогих пластинчатых крюков из стали 09Г2С-св-12.

$$\sigma_{сум} = \sqrt{2,2^2 + 3 \cdot 0,1^2} = 2,2 < [100] \text{ Мпа}.$$

Работоспособность сечения А-А обеспечена

Расчёт крюка в сечении В-В:

$$\sigma' = (1,25 G_{ср} + m_{крюк}) \frac{\alpha}{c c'}, (3.131)$$

где $\alpha = 1,75$ – коэффициент учитывающий кривизну проушины;

$G_{ср} = 360000 \text{ кг}$ – масса монтажного груза;

$m = 7540 \text{ кг}$ – масса крюка;

$c = 200 \text{ мм}$ – суммарная толщина пластин крюка;

$c' = 250 \text{ мм}$ – ширина цевья крюка.

$$\sigma' = (1,25 \cdot 360000 + 7540 \cdot 9,81) \frac{1,75}{0,2 \cdot 0,25} = 18 < [100] \text{ Мпа}.$$

Работоспособность крюка в указанных условиях эксплуатации обеспечена.

Имя	Подпись	Взам

4 Безопасность и экологичность проекта

Конституцией РФ установлено, что: «В Российской Федерации охраняется труд и здоровье людей, устанавливается гарантированный минимальный размер оплаты труда...» и «Каждый имеет право на труд в условиях, отвечающих требованиям безопасности и гигиены...».

В данном разделе рассмотрим все опасные и вредные факторы воздействующие на машиниста крана.

Безопасность труда – это важный элемент организации производственного процесса с участием людей. В ряде источников также используется термин «охрана труда»

Согласно Трудовому кодексу РФ, охрана труда – это «система сохранения жизни и здоровья работников в процессе трудовой деятельности, включающая в себя правовые, социально – экономические, организационно – технические, санитарно – гигиенические, лечебно – профилактические, реабилитационные и иные мероприятия».

Безопасность профессиональной деятельности работающих на предприятиях, во многом зависит от условий труда, определяемых характером трудового процесса и производственной обстановкой. Анализ показывает, что трудовая деятельность основных категорий работников складов, транспортных цехов и др. сопряжена с воздействием неблагоприятных микроклиматических условий, неравномерной рабочей нагрузки в течение дня, недели, месяца, сезонов года, негативных факторов, связанных со статико–динамическим, физическим и психоэмоциональным напряжением, выполнением работ по перевозке, погрузке и разгрузке различных товаров.

Проблема безопасности труда – это важнейший элемент современной системы производства Ее значение определяется не только общими гуманными или социальными соображениями, но и вполне конкретными экономическими аспектами.

Игнорирование необходимости охраны труда является неэффективным не только с точки зрения нарушения существующих юридических норм развитых законодательств, но и с точки зрения оптимизации производства как такового, так как влечёт за собой большие потери на замещение сотрудника, ставшего нетрудоспособным из-за несоблюдения правил безопасности его труда.

Таким образом, можно сказать, что система охраны труда является не только социально значимой, в контексте защиты каждого человека, но и имеет большую экономическую важность, так как содействует всей мировой экономике в решении главной дилеммы: наиболее рационального расходования ресурсов для удовлетворения имеющихся потребностей.

Нормативная основа

Взам

Подпись

Имя

В соответствии со ст. 5 ТК РФ «Регулирование трудовых отношений и иных непосредственно связанных с ними отношений в соответствии с Конституцией РФ, федеральными конституционными законами осуществляется:

-трудовым законодательством (включая законодательство об охране труда), состоящим из Трудового кодекса, иных федеральных законов и законов субъектов РФ, содержащих нормы трудового права;

-иными нормативными правовыми актами, содержащими нормы трудового права:

-указами Президента РФ;

-постановлениями Правительства РФ и нормативными правовыми актами федеральных органов исполнительной власти;

-нормативными правовыми актами исполнительной власти субъектов РФ;

-нормативными правовыми актами органов местного самоуправления;

-трудовые отношения и иные непосредственно связанные с ними отношения регулируются также коллективными договорами, соглашениями и локальными нормативными актами, содержащими нормы трудового права.

Микроклимат производственных помещений – метеорологические условия внутренней среды помещений, которые определяются действующими на организм человека сочетаниями температуры, влажности, скорости движения воздуха и теплового излучения, комплекс физических факторов, оказывающих влияние на теплообмен человека с окружающей средой, на тепловое состояние человека и определяющих самочувствие, работоспособность, здоровье и производительность труда. Показатели микроклимата: температура воздуха и его относительная влажность, скорость его движения.

Кран мостовой электрический кругового действия грузоподъемностью 360(205)/32+10т, пролетом 41,5м устанавливается в здании реакторного отделения Ленинградской АЭС (ЛАЭС–2) и предназначен:

– в период строительства АЭС – для выполнения подъемно-транспортных операций по транспортировке и монтажу оборудования (реактора, парогенераторов и т.д.);

– при эксплуатации АЭС, в период ППР и реконструкции – для выполнения транспортно-технологических операций со «свежим» и отработавшим топливом, радиоактивными отходами, элементами реакторной установки и т.д.;

– при выводе АЭС из эксплуатации кран будет выполнять подъемно-транспортные операции по демонтажу оборудования герметичной зоны реакторного здания.

Обеспечение безопасности:

Кран оборудован ограничителями грузоподъемности механизмов подъема 360т, 32т и 10т; системой блокировок.

Механизмы подъема 360т, 32т снабжены ограничителями грузоподъемности, исключающими перегрузку механизма подъема более чем на 10%, а также выключающими механизм подъема 360т при работе на спуск при

Взам

Подпись

Имя

снижении нагрузки на грузозахватном органе до значения, соответствующего его массе (ослабление канатов подвески).

Механизм передвижения крана и тележка оборудованы упругими буферами, щитками (метельниками), предотвращающими возможность попадания под колеса посторонних предметов, а также другими предохранительными устройствами и приборами безопасности, предусмотренными НП-043 и ПБ-10-382.

Кран оборудован устройством для автоматического снятия напряжения с крана при входе на кран с площадки обслуживания ходовой части, электрической блокировкой дверей и люков, аварийными выключателями, нулевой защитой.

Предусмотрено защитное заземление пульта управления, электрооборудования и металлоконструкции крана.

Общие требования электробезопасности – по ГОСТ 12.2.007.0.

Кран и тележка оборудованы устройствами (антисейсмическими упорами), предотвращающими сход крана (тележки) с рельсов при сейсмических воздействиях, при падении самолета, при воздействии ударной волны и при крене реакторного отделения.

В конструкции крана предусмотрены специальные съемные устройства (башмаки) для закрепления тележки и крана в месте отстоя крана, при длительном перерыве в работе, с целью исключения их перемещения при сейсмических воздействиях.

Кран оснащается звуковой предупредительной сигнализацией, включаемой на пульте управления перед началом движения крана и слышимой в любой точке зоны работы крана.

Управление механизмом выдвижения оси вилки главного подъема должно сопровождаться звуковым сигналом.

На кране предусмотрено подкрановое и ремонтное освещение. Освещенность на рабочих поверхностях пульта и рычагах управления должна быть не менее 50 лк.

Общие требования безопасности по шуму должны соответствовать требованиям ГОСТ 12.1.003 и СН 2.2.4/2.1.8.562.

Уровень звука и эквивалентный уровень звука в закрытой кабине, а также на постоянных рабочих местах на отметке обслуживания реакторного отделения от работающих механизмов крана не должен превышать 80 дБ(А).

Органы управления краном должны иметь графические символы или надписи в соответствии с требованиями ГОСТ 12.4.040.

На дверях аппаратного помещения, съемных панелях (крышках) пульта управления, заградительных щитах клеммных проходок, крышках клеммных коробок, шкафов и других электротехнических устройств должны быть нанесены предупредительные знаки, символы и надписи.

Взам

Подпись

Имя

Крюковые подвески, внешние элементы ходовой части крана, открытые нерабочие поверхности вращающихся деталей должны иметь предупредительную окраску в соответствии с ГОСТ 12.2.058, ГОСТ Р 12.4.026.

Легкодоступные, находящиеся во вращении части механизмов крана, которые могут привести к возникновению несчастного случая, закрыты укрепленными съемными ограждениями, допускающими во время остановки механизма осмотр и смазку.

Кран оснащается средствами пожаротушения.

При любом воспламенении на кране крановщик обязан немедленно отключить главный рубильник и приступить к тушению огня. Для тушения пожара на кране применяют сухой огнетушитель типа ОУ-2, снабженный стальным баллоном с углекислым газом, сжатым до 17 МПа.

Классы безопасности составных частей механического оборудования (таблица 4.1) крана и дополнительного оборудования:

Мост с механизмом передвижения, тележка, площадка для обслуживания токоподвода крана, анкерная тяга, кабина крановщика, электротальг.п. 10т на портале моста (ремонт), подкрановый рельс, гидронагружатели НГ 6,3 и НГ 0,8, траверса с площадками и ограждениями, звенья –Н.

Класс безопасности электрооборудования, включая систему управления, - от 4Н до 2Н в зависимости от влияния на безопасность блока АЭС.

Все перечисленные узлы имеют сейсмостойкость категории I, кроме гидронагружателей НГ-6,3 и НГ-0,8, а также траверсы для испытаний крана (имеющих категорию сейсмостойкости II).

4.1 Расчетосвещения

В здании реакторного отделения используется совмещенное освещение: одностороннее боковое естественное и искусственное освещение.

Искусственное освещение в соответствии с согласно СП 52.13330.2011 «Естественное и искусственное освещение» – рабочее и эвакуационное. Поскольку погрузочно-разгрузочные работы производятся с помощью грузоподъемных кранов, то общая освещенность в кабине управления – не менее 50 лк на высоте 1200мм от уровня пола, а местное освещение для контрольно-измерительных приборов и приборов управления – не менее 0,1 лк. Светопропускание стекол, обеспечивающих видимость для машиниста крана, – не менее 75 % (ГОСТ 5727).

Рассчитаем общее освещение склада, необходимое для работы крановщика. Длина помещения А = 50 м, ширина Б = 50 м, высота Н = 60 м, установка светильника от пола $H_c = 3$ м.

Стены и потолок окрашены в светлые тона. Согласно СП 52.13330.2011, нормируемая освещенность на рабочем месте $E_H = 300$ лк.

Взам

Подпись

Инь

Наибольшее расстояние между светильниками при их расположении по прямоугольной сетке:

$$L = H_C \cdot 1,5, \quad (4.1)$$

где $H_C = 3 \text{ м}$ – высота свеса светильников от потолка.

$$L = 3 \cdot 1,5 = 4,5 \text{ м}.$$

Минимально необходимое количество светильников

$$N = S/L^2, \quad (4.2)$$

где $S = 2500 \text{ м}^2$ – площадь помещения;

$L = 4,5 \text{ м}$ – наибольшее расстояние между светильниками.

$$N = 50 \cdot 50 / 4,5^2 = 124 \text{ шт}.$$

Индекс для прямоугольного помещения:

$$i = S / [H_C (A + B)], \quad (4.3)$$

где $S = 2500 \text{ м}^2$ – площадь помещения;

$H_C = 3 \text{ м}$ – высота свеса светильников от потолка;

$A = 50 \text{ м}$ – длина помещения;

$B = 50 \text{ м}$ – ширина помещения.

$$i = 2500 / [3 (50 + 50)] = 8,3.$$

Принимаем индекс помещения $i = 5$.

С учетом того, что со временем отражательная способность потолков и стен снизится, поэтому $\rho_{\text{П}} = 50$, $\rho_{\text{С}} = 30$. Принимаем к установке открытый двухламповый светильник типа «ОД». Коэффициент использования светового потока η для $i \approx 5,0$, $\rho_{\text{П}} = 50$, $\rho_{\text{С}} = 30$ составляет 66 %, в долях единицы $\varphi = 0,66$.

Необходимый световой поток одной лампы:

$$F_{\text{Л}} = \frac{E \cdot K'_{\text{з}} \cdot S_{\text{н}} \cdot Z_{\text{н}}}{N_{\text{с}} \cdot n_{\text{л}} \cdot \eta}, \quad (4.4)$$

где $E = 200$ – минимальная нормируемая освещенность;

$K'_{\text{з}} = 1,5$ – коэффициент запаса для ламп;

Взам

Подпись

Иньв

$S_n = 2500 \text{ м}^2$ – площадь цеха;
 $Z_n = 1,1$ – коэффициент неравномерности освещения;
 $N_c = 124 \text{ шт}$ – количество ламп;
 $n_{\lambda} = 2 \text{ шт}$ – число ламп в светильнике;
 $\eta = 0,66$ – коэффициент использования светового потока.

$$F_{\lambda} = \frac{200 \cdot 2500 \cdot 1,5 \cdot 1,1}{0,66 \cdot 2 \cdot 124} = 5040 \text{ лм.}$$

Заданным условиям подходит лампа ЛХБ-80 (Лампа холодного белого), со световым потоком 5200 лм.

Проверим процент отклонения от необходимого светового потока:

$$F_{\lambda} = \left[\frac{(5200 - 5040) 100}{5200} \right] = 3,07\%$$

Затраты электроэнергии на освещение:

$$W = B \cdot N, \text{ кВт}, \tag{4.5}$$

где $B = 80 \text{ Вт}$ – мощность лампы;
 $N = 286 \text{ шт}$ – количество ламп.

$$W = 80 \cdot 286 = \text{Вт} = 22,8 \text{ кВт}.$$

4.2 Пожарная безопасность

Класс помещения склада по функциональной пожарной опасности в зависимости от назначения – Ф5.1.

Категория помещения склада по взрывопожарной и пожарной опасности в соответствии с СП 12.13130.2009 – Д (пониженная пожароопасность).

Возможные классы пожаров – А (горение твердых веществ) и Е (горение электроустановок, находящихся под напряжением).

Степень огнестойкости – II. Расход воды на наружное пожаротушение – 10 л/с, на внутреннее – 5 л/с.

Причины возгорания на кране могут быть следующими:

-неисправность кранового электрооборудования.

Чаще всего при работе крана перегреваются и способны загореться обмотки тормозных электромагнитов переменного тока из-за неплотного прилегания якоря к магнитопроводу.

Имя Подпись Взам

В здании цеха и на участках на видных местах вывешены планы (схемы) эвакуации людей в случае пожара, а также предусмотрена система звукового оповещения людей о пожаре.

На всех мостовых кранах цеха в целях противопожарной безопасности предусмотрено наличие двух огнетушителей ОУ-2 – один находится в кабине машиниста, а другой – на мосту крана.

Пожар на мостовом кране представляет особую опасность, так как машинист и ремонтная бригада находятся на достаточно большой высоте и их эвакуация с крана затруднена. Для профилактики пожаров машинист обязан содержать металлоконструкции, механизмы и электрооборудование крана в чистоте и порядке. Не разрешается хранить в кабине управления лишнюю одежду, обтирочные и смазочные материалы и другие предметы, не имеющие прямого отношения к управлению и техническому обслуживанию крана. Инструмент, мелкие запасные части, смазочные и обтирочные материалы должны храниться в специальном металлическом ящике, размещенном на мосту крана.

При возникновении пожара на кране машинист обязан немедленно обесточить кран и приступить к тушению пожара. О пожаре на кране следует сообщить старшему дежурному электрику через стропальщиков или одного из членов ремонтной бригады.

Тушение пожара на кране следует вести с помощью углекислотных огнетушителей ОУ-2 и песка. Песок хранят в специальном ящике на мосту крана, а огнетушитель в кабине управления.

Имя	
Подпись	
Взам	

5 Технико-экономическое обоснование

Организационно – экономическая часть

Кран мостовой электрический кругового действия грузоподъемностью 360(205)-32т пролетом 41,5м устанавливается в здании реакторного отделения Ленинградской АЭС (ЛАЭС–2) и предназначен:

в период строительства АЭС – для выполнения подъемно-транспортных операций по транспортировке и монтажу оборудования (реактора, парогенераторов и т.д.);

при эксплуатации АЭС, в период ППР и реконструкции – для выполнения транспортно-технологических операций со «свежим» и отработавшим топливом, радиоактивными отходами, элементами реакторной установки и т.д.

при выводе АЭС из эксплуатации кран будет выполнять подъемно-транспортные операции по демонтажу оборудования герметичной зоны реакторного здания.

В практике эксплуатация таких кранов дорогостояща, в связи с тем что оборудование импортное.

В этом разделе был произведен расчет, доказывающий, что проектируемый кран обойдется дешевле.

Расчёт продолжительности технологического цикла

Продолжительность технологического цикла рассчитывается по формулам:

$$T_{ц} = 2t_1 + 2t_2; \quad (5.1)$$

где t_1 - время зацепления (расцепления) груза, с;

Время подъема (опускания) груза средняя, с.

$$t_2 = \frac{H}{V_T}$$

$$t_2 = \frac{50}{0,167} = 299,4с ;$$

$$T_{ц} = 2 \cdot 120 + 2 \cdot 294,4 = 838с ;$$

Взам

Подпись

Инь

Продолжительность технологического цикла указана в таблице 5.1.
Таблица 5.1 - Определение продолжительности технологического цикла

Показатели	Обозначение	Базовый вариант
Время закрепления груза	t_1	120
Время подъема груза	t_2	299,4
Высота подъема	H	50
Скорость подъема	V_T	0,167
Время технологического цикла	$T_{ц}$	13,9

Эффективный фонд рабочего времени

Таблица 5.2 - Эффективный фонд рабочего времени

Показатели	Обозначения	Варианты	
		Базовый	
Число календарных дней в году	D_K	366	дни
Праздники	D_P	10	дни
Число выходных дней	D_B	104	дни
Номинальный фонд работы крана	$D_H = D_K - D_P - D_B$	252	дни
Потери времени в-за работы крана	P	10	%
Количество смен работы крана	K_C	1	
Продолжительность рабочей смены	T_{CM}	8	час
Эффективный фонд работы крана	$F_{ЭФ}$	1815	час

Расчет производительности кран

Годовая производительность крана определяется по формуле

$$B = \frac{F \cdot Q \cdot 60}{T_{и}}, \quad (5.3)$$

Базовый вариант:

Взам

Подпись

Имя

$$B = \frac{1815 \cdot 360 \cdot 60}{6} = 6534000 \text{ т / год}.$$

Таблица 5.3 - Расчет производительности крана

Показатели	Обозначение	Единица измерения	Базовый вариант
Эффективный фонд работы крана	$F_{эф}$	час	1815
Грузоподъемность	Q	т	360
Время технологического цикла	$T_{ц}$	мин	13,9
Производительность крана	B	т/год	6534000

Расчет стоимости крана

Стоимость определяется

$$K_б = Ц + Z_м + Z_{тр} + Z_{скл}; \quad (5.4)$$

где $Z_{тр} = 0,06 \cdot Ц$ - затраты на транспортировку;

$Z_м = 0,04 \cdot Ц$ - затраты на монтаж оборудования;

$Z_{скл} = 0,02 \cdot Ц$ - затраты на складирование оборудования.g

$$Z_{тр} = 0,06 \cdot 280000000 = 16800000 \text{ т},$$

$$Z_м = 0,04 \cdot 280000000 = 11200000 \text{ т},$$

$$Z_{скл} = 0,02 \cdot 280000000 = 5600000 \text{ т},$$

$$K_б = 280000000 + 11200000 + 16800000 + 5600000 = 313600000 \text{ т}.$$

Таблица 5.4 - Расчет первоначальной стоимости

Показатели	Обозначение	Единица измерения	Базовый вариант
Цена приобретения крана	$Ц$	руб	28000000
Затраты на транспортировку	$Z_{тр}$	руб	16800000

Взам

Подпись

Имя

Затраты на монтаж	Z_M	руб	11200000
Складские расходы	$Z_{скл}$	руб	1800
Всего стоимость	$K_б$	руб	5600000

Полная первоначальная стоимость крана в базовом варианте составляет 313600000 руб.

Расчет годовых отчислений на амортизацию

Расчет годовых отчислений на амортизацию определяется по формулам:

$$C_a = \frac{K_b \cdot H_a}{100}; \quad (5.5)$$

где $H_a = \frac{1}{T_c}$ - норматив амортизационных отчислений в % и не превышает предельных норм амортизации.

$$H_a = \frac{1}{20} \cdot 100\% = 5$$

$$C_a = \frac{313600000 \cdot 5}{100} = 15680000 \text{ р.}$$

Таблица 5.5 - Расчет годовых отчислений на амортизацию.

Показатели	Обозначение	Единица измерения	Базовый вариант
Полная первоначальная стоимость	$K_б$	руб	313600000
Срок службы	$T_{сл}$	лет	20
Норма амортизации	H_a	%	5

Имя
Подпись
Взам

Амортизационные отчисления	C_a	руб	15680000
----------------------------	-------	-----	----------

Сумма амортизационных отчислений составляет 15680000 р.

Показатели системы ТО и Р крана

Таблица 5.6 - Показатели системы ТО и Р крана

Показатели	Обозначение	Единица измерения	Базовый вариант
Категория ремонтной сложности	-	-	22
Структура ремонтного цикла:			
1 - текущий ремонт	T_1	ед.	54
2 -текущий ремонт	T_2	ед.	17
-капитальный ремонт	K	ед.	4
Итого:	P	ед.	75
Трудоемкость:			
T_1	t_1	час	18
T_2	t_2	час	61
K	t_K	час	168
Итого		час	247

Расчет продолжительности межремонтного периода крана

Расчет продолжительности межремонтного периода крана производится по формулам:

$$T_{\text{мр}} = \frac{T_{\text{р.ц.}}}{P}, \quad (5.6)$$

где P – количество ремонтов;

$T_{\text{р.ц.}}$ - длительность межремонтного цикла.

$$T_{\text{р.ц.}} = A \cdot B_1 \cdot B_2, \quad (5.7)$$

где A – нормативный ремонтный цикл, час;

Взам

Подпись

Имя

B_1 - коэффициент, учитывающий min производства;

B_2 - коэффициент, учитывающий условия производства.

$$T_{p.ц.} = 14000 \cdot 1 \cdot 1.2 = 16800 \text{ час},$$

$$T_{mp} = \frac{16800}{44} = 381,8 \text{ час}.$$

Таблица 5.7 - Расчет продолжительности межремонтного периода крана

Показатели	Обо- наече- ие	Еди- ица изме- рения	Базовый вариант
Нормативный срок службы крана до 1-го кап.ремонта	A	лет час	3 14000
Коэффициент, учитывающий min производства	B_1	-	1
Коэффициент, учитывающий условия производства	B_2	-	1,2
Межремонтный цикл	$T_{p.ц.}$	час	16800
Количество ремонтов	P	ед.	44
Межремонтный период	T_{mp}	час	382

Расчет затрат на текущий ремонт производится по формулам:

$$C_p = Z_{фзп} + Z_m + Z_{cc}, \quad (5.8)$$

где Z_m - затраты на материалы.

$$Z_m = 0,1 \cdot Z_{фзп}, \quad (5.9)$$

Взам

Подпись

Имя

Z_{cc} - начисления на зарплату.

$$Z_{cc} = Z_{фзп} \cdot 0,9 \cdot 0,21, \quad (5.10)$$

где $Z_{фзп}$ - затраты по зарплате.

$$Z_{фзп} = Z_t + Z_{пр} + Z_d, \quad (5.11)$$

где Z_t - по тарифу;

$Z_{пр}$ - прочие;

Z_d - дополнительная зарплата.

Таблица 5.8 - Расчет затрат на текущий ремонт.

Показатели	Обозначение	Единица измерения	Базовый вариант
Трудоемкость ремонтных работ	$T_{р.р.}$	час	121
Средний разряд ремонтных рабочих	-	-	4
Часовая тарифная ставка ремонтных рабочих	$T_{ст}$	р	200
Затраты по зарплате: - по тарифу; - прочие; - дополнительная зарплата.	$Z_{фзп}$	р	28300,8
	Z_t	р	21440
	$Z_{пр}$	р	2144
	Z_d	р	4716,8
Начисления на зарплату	Z_{cc}	р	5348,85
Затраты на материалы	Z_M	р	2830
Итого затрат на текущий ремонт	C_P	р	36479,65

Затраты на зарплату по тарифу;

$$Z_t = T_{р.р.} \cdot T_{см} \cdot k_1. \quad (5.12)$$

где k_1 - коэффициент, учитывающий долю премий в зарплате;

Взам

Подпись

Имя

$T_{p.p.}$ - трудоемкость ремонтных работ;

$$T_{p.p.} = \frac{T \cdot t_1 + T_2 \cdot t_2 + K \cdot t_k}{T_{p.ц.}} \quad (5.13)$$

Затраты на зарплату прочие;

$$Z_{np} = 0,1 \cdot Z_m \quad (5.14)$$

Затраты на дополнительную зарплату;

$$Z_d = 0,2(Z_m + Z_{np}), \quad (5.15)$$

$$T_{p.p.} = \frac{54 \cdot 33 + 17 \cdot 61 + 4 \cdot 168}{13} = 268,$$

$$Z_m = 268 \cdot 8 \cdot 10 = 21440 p,$$

$$Z_{np} = 0,1 \cdot 9680 = 2144 p,$$

$$Z_d = 0,2(21440 + 2144) = 4716,8 p,$$

$$Z_{фэн} = 21440 + 2144 + 4716,8 = 28300,8 p,$$

$$Z_{CC} = 28300,8 \cdot 0,9 \cdot 0,21 = 5348,85 p,$$

$$Z_m = 0,1 \cdot 28300,8 = 2830 p,$$

$$C_p = 28300,8 + 2830 + 5348,85 = 36479,65 p.$$

Расчет затрат на электроэнергию

Расходы на энергию;

$$C_{ЭН} = C_C + C_O; \quad (5.16)$$

где C_C - расходы на силовую энергию;

C_O - расходы на осветительную энергию.

Расходы на силовую энергию;

Взам

Подпись

Иньв

$$C_c = C_C \cdot F_{\text{эф}} \cdot K_M \cdot N, (5.17)$$

где C_C - цена силовой энергии, р;

$F_{\text{эф}}$ - эффективный фонд работы крана, часы;

K_M - коэффициент использования установленной мощности;

N - суммарная установленная мощность электродвигателей, кВт.

Базовый вариант:

$$C_c = 6 \cdot 1815 \cdot 0.8 \cdot 195 = 1698840 \text{ р.}$$

Таблица 5.9 – Расчет затрат на электроэнергию

Показатели	О боз.	Един.из мерения	Варианты
			баз.
Цена силовой электроэнергии 1кВт/час	C_C	р	6
Цена осветительной электроэнергии 1 кВт/час	C_O	р	
Эффективный фонд работы крана	$F_{\text{эф}}$	часы	1815
Коэффициент использования установленной мощности электродвигателя	K_M	-	0,8
Суммарная мощность электродвигателя	N	кВт	195
Затраты на силовую электроэнергию	Z_C	р	1698840
Удельная мощность освещения 1 m^2 площади	Y_M	Вт/м	0,05
Осветительная площадь	S	м	2500
Коэффициент включения освещения	K	-	0,3
Годовой расход осв. энергии	\mathcal{E}_O	кВт/ч	81
Всего затрат на эл. энергию	$Z_{\text{эл}}$	р	2107215

Расходы на осветительную энергию.

$$C_o = C_O \cdot F_{\text{эф}} \cdot Y_M \cdot S \cdot K, (5.18)$$

Взам

Подпись

Имя

где C_o - цена осветительной энергии, р;

U_m - удельная мощность освещения 1 m^2 площади, Вт/м;

S - осветительная площадь, m^2 ;

K - коэффициент включения освещения.

$$C_o = 6 \cdot 1815 \cdot 0,05 \cdot 0,3 \cdot 2500 = 408375 \text{ р},$$

$$C_{ЭН} = 1698840 + 408375 = 2107215 \text{ р}.$$

Таблица 5.10 - Баланс рабочего времени одного рабочего

Показатели	Обозначения	Значения
Календарное время	D_K	366
Праздники	D_P	10
Выходные по графику	D_B	104
Номинальный фонд рабочего времени	D_H	252
Не выход:		29
- отпуск;		22
- болезни;	O	3
- выполнение гос. обязанностей;	B	2
- прочие;	BC	2
	P	
Эффективный фонд рабочего времени	$F_{ЭФ}$	222
Количество смен	K_{CM}	1
Продолжительность смены	T_{CM}	8
Коэффициент списочного состава	KCC	1,13

Взам

Подпись

Имя

Таблица 5.11 - Расчет заработной платы

Профессии	Разряд рабочего	Сменная тарифная ставка	Система оплаты труда	График работы	Явочное количество рабочих, чел.	Списочная	Рабочий фонд, чел./дни		Основная плата, руб.			Дополнительная плата, руб.	Всего фонд зарплаты	Среднемесячная зарплата одного рабочего
							Эффект. фонд рабоч. времени	Всего	По тарифу	Прочие	Итого	Итого		
оператор	4	2144	Повременная	Непрерывный	1	1	222	222	28300,8	4716,8	33017,6	66035,2	377340,4	33017,6

Смета затрат на содержание и эксплуатацию крана

Таблица 5.12 - Смета затрат на содержание и эксплуатацию крана

Статьи расходов	Ед. изм.	Базовый вариант
Зарплата	р	33017,6
Начисления на зарплату	р	66035,2
э/энергия	р	2107215
Вспомогательные материалы	р	2830
Охрана труда	р	9600
Амортизация	р	15680000

Имя

Подпись

Взам

Текущий ремонт	р	36479,65
Итого	р	17935177

Смета затрат на содержание крана в базовом варианте составляет 17935177 руб.

Таблица 5.13 - Расчет экономической эффективности модернизации крана

Показатели	Обоз.	Ед. изм.	Варианты
			базовый
Производительность крана в год	<i>B</i>	тонн/год	6534000
Капитальные вложения	<i>K_б</i>	р	313600000
Численность рабочих	<i>Ч</i>	чел.	1
Фонд зарплаты	<i>ФЗП</i>	р	37734,4
Затраты на обслуживание крана	<i>З</i>	р	17935177
Затраты на 1 тонну груза	<i>З₁</i>	р	28,3
Приведенные затраты.	<i>З</i>	р	49730276

Затраты на содержание и эксплуатацию крана на 1 тонну груза составили:

- 2.7 рубля;

Приведенные затраты по вариантам:

$$З = C_1 + K_б \cdot E_n, (5.19)$$

где *З* - приведенные затраты;

C₁ - затраты на обслуживание крана;

K_б - капитальные вложения;

E_n - нормативный коэффициент эффективности (*E_n*=0,15).

Базовый вариант:

$$З = 17935177 + 313600000 \cdot 0,15 = 49730276 \text{ руб.}$$

Таблица 5.14 - Техничко-экономические показатели работы крана

Показатели	Ед. изм.	Варианты
		Базовый
Грузоподъемность крана	тонн	360
Производительность крана в год.	тонн/год	6534000
Капитальные вложения	руб	313600000

Имя Подпись Взам

Нормативный срок службы	лет	20
Технологический цикл	мин.	13,93
Межремонтный период	час	382
Трудоемкость ремонтных работ	час	121
Численность рабочих	чел.	1
Фонд заработной платы	руб	33017,6
Среднемесячная зарплата 1 рабочего	руб	33033,6
Затраты на обслуживание и содержание крана	руб	17935177
Затраты по обслуживанию крана на 1 тонну груза	руб	2,7
Приведенные затраты	руб	49730276

Примерная экономия при применении отечественных комплектующих.

С учетом нынешнего курса рубля, замена импортного оборудования отечественными аналогами позволит существенно снизить затраты на покупку, ремонт и обслуживание крана.

Механизм главного подъема.

Импортное оборудование:

- 1) Двигатель 1LG4 283-6AA – 306000 руб;
- 2) Редуктор SEW-Eurodrive - ML5RSF140 – 11900000 руб;
- 3) Редуктор SEW-Eurodrive - P280L – 484000 руб;
- 4) Тормоз TE-315 – 35000 руб;
- 5) Мотор-редуктор FLENDERFDAD188D – 420000 руб.

Российские аналоги:

- Двигатель 9AIP250M8 – 184000 руб;
- Редуктор BG-200SM2 – 320000 руб;
- Редуктор 5КЦ3-180ES – 890000 руб.
- Тормоз ТКГ-400 – 15000 руб.

Механизм вспомогательного подъема.

Импортное оборудование:

Имя	Подпись	Взам

- Двигатель 1LG 4310-8AB60-Z – 573000 руб;

-Редуктор X4FS 230/B – 800000 руб;

- Тормоз TE-400 – 20000 руб.

Российские аналоги:

-Двигатель 9AIP– 184000 руб;

-Редуктор 5Ц4-20ES–350000 руб;

-Тормоз ТКГ- 300 – 7000.

- Мотор-редуктор - 250000

Общие затраты на приобретение импортного оборудования:

$$C_{\text{общ}}=(306 \cdot 2)+11900+484+(35 \cdot 3)+573+800+(20 \cdot 3)=14494 \text{ т.руб.}$$

Общие затраты на приобретение Российских аналогов:

$$C_{1\text{общ}}=(158 \cdot 2)+320+890+(15 \cdot 3)+129+350+(7 \cdot 3)=2071 \text{ т.руб.}$$

Экономия от приобретения Российских аналогов:

$$G=14494-2071=12423000 \text{ руб.}$$

Вывод: Как видно из расчетов, замена импортного оборудования Российскими аналогами позволяет сэкономить средства, при тех же эксплуатационных показателях.

Имя	
Подпись	
Взам	

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В дипломном проекте был спроектирован мостовой кран кругового действия г.п.360(205)/32т, в котором были установлены дополнительные дисковые тормоза на барабаны подъема и заменено импортное оборудование на отечественное.

Проведены расчеты, согласно которым, спроектированный кран стал экономичней в обслуживании и дешевле в изготовлении.

Таким образом, согласно проведенным расчетам, данный проект рекомендуется к внедрению, и может быть использован в практических целях.

Имя	Подпись	Взам

Имя	Подпись	Взам
