ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

**ГОУ ВПО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ – УПИ ИМЕНИ ПЕРВОГО ПРЕЗИДЕНТА РОССИИ Б.Н.ЕЛЬЦИНА »**

Кафедра **«ПТМиР»**

**Курсовой проект**

по дисциплине **«Грузоподъемные машины**»

**Тема: Тележка мостового крана**

Руководитель проекта \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Лукашук О.Н.

Студент \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Группа: МИ46046

Факультет: Механико-машиностроительный

Екатеринбург 2009 год

**Содержание**

Введение

# 1. Исходные данные

2. Механизм подъема груза.

2.1 Выбор крюковой подвески.

2.2 Выбор каната.

2.3Установка верхних блоков.

2.4 Установка барабана.

2.5 Выбор двигателя.

2.6 Выбор редуктора.

2.7 Выбор соединительных муфт.

2.8 Выбор типоразмера тормоза.

3. Механизм передвижения.

3.1 Выбор ходовых колес.

3.2 Определение сопротивлений передвижению тележек.

3.3 Выбор двигателя.

3.4 Выбор передачи.

3.5 Выбор соединительных муфт.

3.6 Выбор тормоза.

4. Компоновка тележки мостового крана.

4.1 Координаты центра тяжести порожней тележки.

4.2 Определение положение не приводных колес, т. е. базу тележки, из условия одинаковой нагрузки на приводные и

ходовые колеса.

4.3 Определение нагрузок на ходовые колеса тележки в порожнем состоянии и от веса груза.

5. Проверочные расчеты механизмов.

5.1 Механизм подъема груза.

5.1.1 Проверка двигателя на время разгона.

5.1.2 Проверка времени торможения.

5.1.3 Проверка двигателя на нагрев.

5.2 Механизм передвижения тележки.

5.2.1 Проверка двигателя на разгон.

5.2.2 Проверка времени торможения.

5.3 Проверка запаса сцепления колес с рельсами.

Библиографический список

**Введение**

Грузоподъемные машины – высокоэффективное средство комплексной механизации и автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ. Применение таких машин уменьшает объем использования тяжелых ручных операций и способствует резкому повышению производительности труда. Автоматизация грузоподъемных машин позволяет включить ее в поточную линию, а универсальность использования – сделать составным элементом гибкого автоматизированного производства.

Одним из пунктов огромного списка номенклатуры грузоподъемных машин является мостовой кран. Мостовым краном называется грузоподъемная машина, передвигающаяся по рельсам на некотором расстоянии от земли (пола) и обеспечивающая перемещение груза в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Мостовые краны являются одним из наиболее распространенных средств механизации различных производств. Перемещаясь по путям, расположенным над землей, они не занимают полезной площади цеха или склада, обеспечивая в то же время обслуживание практически любой их точки.

Основная цель данного курсового проекта – обучение основам конструирования сложной сборочной единицы в целом, закрепление, углубление и обобщение знаний, приобретенных студентом при изучении дисциплины «Грузоподъемные машины», и завершение общеинженерной подготовки будущего специалиста.

**1. Исходные данные**

# Qт = 8 т

Vп = 11,2 м/с

Vт = 42 м/с

H = 8,5 М

ГРР – 3М

Iд – переменный, постоянный 220/380 В

Кинематическая схема.



**2. Механизм подъема груза**

**2.1 Выбор крюковой подвески**

Тип крюка подвески – однорогий крюк.

Через заданную группу режима работы и грузоподъемность по ГОСТу 25835-83, приму крюковую подвеску соответственно.

Кратность полиспаста:

= 2 где число ветвей каната, на которых висит груз



число ветвей каната, которые навиваются на барабан



Характеристики подвески:

dk = 14...17 мм

m = 116 кг

L = 180 мм

L1 = 520 мм

H = 940 мм

H1 = 182 мм

H2 = 390 мм

B = 190 мм

B1 = 130 мм

B2 = 12 мм

B3 = 62 мм

d = 90 мм

d1 = 140 мм

d2 = M52 мм

d3 = 70 мм

Д = 406 мм

Типоразмер: 2-8-406

**2.2 Выбор каната**

Выбор каната производится по максимальному статическому усилию, Н,



G - вес номинального груза и крюковой подвески,

- КПД полиспаста 0,99, для К=3.



Вес G:

Н



тогда,

Н



Коэффициент использования каната(Zp) для М3:

Подвижные канаты 3,55

Неподвижные канаты 3,00

Проверка каната.

А) Прочность. H



Разрывное усилие - =98950 H (Условие выполнено)



Б) Габаритность.



Dбл – диаметр блока по дну ручья;

h2 – коэффициент, регламентируемый нормалями ГГТН и зависящий от режима работы,

h1=14

h2=16

h3=12,5

тогда, (Условие выполнено)



Выбираю канат общего назначения по ГОСТ 2688-80 ЛК-Р 6x19 (1+6+6/6)+1.

Диаметр каната 14 мм, масса 1000 м = 728кг, маркировочная группа 1568

Коэффициент запаса К=5.

**2.3 Установка верхних блоков**

Минимальные диаметры барабана, блоков и уравнительных блоков, огибаемых стальными канатами, определяю по формулам:

мм



мм



мм



Размеры профиля ручья:

мм



мм



мм



Отклонение каната от плоскости симметрии ручья на угол не более 6 гр.

**2.4 Установка барабана**

Полученный диаметр барабана (196 мм) округляю до ближайшего, стандартного значения 320 мм.

Длина барабана где



- длина одного нарезанного участка



- длина гладкого среднего участка



- длина одного концевого участка



= 14+3=17 мм



где

Zрв – число рабочих витков для навивки половины рабочей длины каната;

Zн – число неприкосновенных витков, необходимых для разгрузки деталей крепления каната на барабане ();



Zкр – число витков для крепления конца каната.

Число рабочих витков определяется по формуле:

мм где Н – Высота подъема груза, м.



Скорость навивки каната на барабан м/с



,тогда мм



Длина гладкого среднего участка барабана определяем из соотношения:

мм



=140 мм



мм



Отсюда длина барабана равна

мм



Отношение L/Д = 3,25=3,5(рекомендуется назначать в пределах 3,5 … 5,0)

Принимаю условие навивки на барабан в один слой:

мм



мм



мм



**2.5 Выбор двигателя**

Выбираю двигатель серии MTF, т.к. группа режима работы М3, для данного режима ПВ = 15%.

кВт



Двигатель типа MTF – 311 – 6 , N = 14 кВт, n = 945 об./мин., Mmax = 320 Нм, Iротора = 0,225, m = 170 кг. [1. стр. 59, табл. А]

Диаметр вала двигателя - dдв. = 50 мм; (Конический)

**2.6 Выбор редуктора**

Использую тип редуктора Ц2У по ГОСТ 20758 – 75,

двух ступенчатый, цилиндрический. [1. стр. 66, табл. Б]

Для обеспечения заданной скорости подъема груза, редуктор должен иметь передаточное число:

,где - частота вращения двигателя



Приму стандартное передаточное отношение 40.

Эквивалентный момент на выходном валу редуктора:

где - коэффициент интенсивности режима нагружения, через класс нагружения В2, то = 0,18.



Параметр



где - коэф. для передач с односторонней нагрузкой, равный 3600,



- число зуб. колес, сцепляющихся с тихоходным колесом редуктора(=1),



- норма времени работы редуктора по ГОСТ 25835-83, в зависимости от класса использования, для режима работы М3 – класс А3, тогда время работы от 3200 до 6300 ч., принимаю среднее значение 4800 ч.



Базовое число циклов перемены напряжений околоNн.о.=26, т. к. твердость рабочей поверхности зубьев колес редуктора НВ = 260...290 МПа.

Максимальный вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Мmax,



где - максимальное ускорение при пуске,



- минимальное время разгона при



пуске, Принимаю за 1 сек.

- масса крюковой подвески, кг.



- КПД полиспаста и барабана соответственно. При установке барабана на подшипниках качения КПД его равно 0,98.



Тогда, Нм



Отсюда, кНм



Выбираю редуктор с похожими данными Ц2-400 с вращающим моментом на тих. валу в 14 кНм, и передаточным числом 40.

Наибольшие консольные нагрузки на тих. вал – 32 кН.

Модуль m, мм, и ширина b, мм, зубчатых колес редуктора:

Быстроходная ступень – m = 3, b = 45; Z2/Z1 = 72/15;

Тихоходная ступень – m = 5, b = 125. Z2/Z1 =83/16.

Выбор редуктора такой марки обуславливается тем, что при дальнейшей компоновке на раму тележки при меньшем редукторе, габариты расположения комплектующих мех. подъема будут значительно больше, т. к. межосевое расстояние валов редуктора мало по сравнению радиусов барабана и эл. двигателя.

Диаметр быстроходного вала dб.в .= 50 мм; (Конический 1:10);

Диаметр тихоходного вала dт.в. = 80 мм. (Тихоходный вал с зубчатым венцом).

**2.7 Выбор соединительных муфт**

Для ГРР 3М применяю зубчатые муфты по ГОСТ 5006-83[1. стр. 29].



где

Мр – Расчетный вращающий момент;

К – Коэффициент запаса прочности;

Мк – действующий вращающий момент;

[Мк] – допускаемый (табличный) вращающий момент, который способна передать муфта.

К=К1\*К2\*К3=2,7

где К1 – коэф. учитывающий степень соединения К2 = 1,8;

К2 – коэф. режима работы К2 = 1;

К3 – коэф. углового смещения К3 = 1,5.

тогда,

кНм , приму Мк = 4000 Нм



Тогда,

а) Муфта зубчатая от двигателя до вала редуктора:

d = 50 – 60 мм;

D = 220 мм;

D1 = 130 мм;

D2 = 130 мм;

L = 220\* мм;

l = 105 мм;

A = 75 мм;

m =3 мм;

z = 40 ;

b = 20 мм;

I = 0,15 кг м кв.;

m = 15,2 кг.

б) Тормозной шкив (исполнение I):

D = 200 мм;

D1 = 180 мм;

D2 = 100 мм;

D3 = 75 мм;

D4 = 85 мм;

D5 = 135 мм;

d = 50 – 60 мм;

d1 = 13 мм;

В = 115 мм;

В1 = 95 мм;

В2 = 80 мм;

В3 = 70 мм;

В4 = 82 мм;

b = 12 мм;

h = 34,4 мм;

с = 2,0 мм;

m = 15 кг.

[1. стр. 88-94]

**2.8 Выбор типоразмера тормоза**

В механизме подъема груза использую автоматический нормально замкнутый тормоз с пружинным замыканием.

Расчетный тормозной момент определяется по формуле:

где Кт. – коэффициент запаса торможения;



Мст.т. – статический крутящий момент при

торможении, создаваемый весом

номинального груза на валу, на

котором устанавливается тормоз.

Для ГРР М3 – Кт. = 1,5.

Величина Мст.т. определяется по формуле:

где - КПД механизма (=nбр; = 0,931).



- общее передаточное число механизма с учетом кратности полиспаста



(=КnUp)



Тогда,

Нм



Отсюда, Нм



Выбираю тормоз типа ТКГ-200 (одноштоковый) со следующими характеристиками:

D = 200 мм;

Мmax = 250 Нм;

m = 38 кг.

Основные размеры: L = 603 мм; H = 436 мм; E = 213 мм; T = 198 мм; B = 90 мм; D = 200 мм; h = 170 мм.

**3. Механизм передвижения**

Число ходовых колес тележки мостового двух балочного крана приму в зависимости от грузоподъемности крана, т. к. Q = 8 тонн, то число колес будет равняться четырем.

**3.1 Выбор ходовых колес**

Выбор сборочной единицы «колесо в сборе» производится по максимальной статической нагрузке, определяемая по формуле:

где, Gгр. и Gт. – Вес номинального груза



главного подъема и тележки соответственно;

Z – число колес;

КН – коэффициент неравномерности

распределения нагрузки на колесо (1,25).

Вес тележки в предварительном расчете

ориентировочно приму из соотношения: кН



Тогда, кН



Выбираю диаметр ходовых колес: При максимальной статической нагрузке на колесо от 30 до 50 кН – Dк = 200;250 мм (по ОСТ 24.090.44-82).[1. стр. 97, табл. В].

**3.2 Определение сопротивлений передвижению тележек**

Полное сопротивление [1. стр. 34], передвижению тележки в период разгона, приведенное к ободу колеса, включает в себя следующие составляющие:



где,

- сопротивление, создаваемые силами трения;



- уклон пути;



- сопротивление от ветра при работе крана на открытом воздухе;



- сопротивления от сил инерций вращающихся и поступательно



движущихся масс тележки;

- сопротивление от раскачивающих груз сил на гибкой подвеске;



а)



где,

- соответственно вес тележки и вес максимального груза;



- коэффициент трения качения колес по рельсу (из таблицы 12 =0,3, для колес деаметром 20-30 см);



- коэффициент трения в подшипниках колес (из таблицы 13 =0,015, для шариковых, роликовых, исключая роликовые с коническими роликами);



- диаметр цапфы вала колеса;



- диаметр колеса;



- коэффициент дополнительных сопротивлений (=2,5).



Тогда,

кН



б)



где, для тележек a=0,002,

Тогда,

кН



в) =0, при работе крана в помещении.



г)



где, - коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс;



- масса тележки,



a - ускорение при разгоне, зависит от грузоподъемности крана, для

данного Q=8 т, при ручной строповке a=(0,5...1,0)[a],

при [a]=0,15 (из табл. 14).

Тогда,

кН



д)



где, - масса подвески, =116 кг



Тогда, кН



Отсюда:

кН



**3.3 Выбор двигателя**

Электрический двигатель выбирается по мощности с учетом относительной продолжительности включения – ПВ,%. Необходимую мощность, N, кВт, определяют по формуле:



где, - скорость тележки, м/с;



- 0,89...0,85 предварительное значение КПД механизма;



- кратность среднепускового момента двигателя по



отношению к номинальному, для асинхронных

двигателей с фазным ротором (MTF,MTH) =1,5...1,6.



Тогда,

кВт



Двигатель типа MTF – 011 – 6 , N = 2 кВт, n = 800 об./мин., Mmax = 4 кНм, Iротора = 0,021, m = 51 кг. [1. стр 37, табл. А].

Диаметр вала двигателя - dдв. = 28 мм; (Цилиндрический)

Диаметр статора двигателя - dст.дв. = 266 мм.

**3.4 Выбор передачи**

Выбираю передачу, состоящую из стандартного редуктора, при этом редуктор выбран из серии навесных, ЦЗ, устанавливаемый с наружной стороны ходового колеса на приводном вале.

Выбор типоразмера редуктора осуществляется по эквивалентному вращающему моменту на выходном валу с учетом режима работы и передаточному числу.

Необходимое передаточное число редуктора:



где, - частота вращения вала двигателя, об/мин;



- диаметр ходового колеса, м;



- скорость тележки, м/м;



Тогда,



Эквивалентный момент на выходном валу редуктора:



где,

- коэффициент интенсивности режима нагружения, через класс нагружения В2, то = 0,18.



Параметр



где - коэф. для передач с односторонней нагрузкой, равный 1800,



- число зуб. колес, сцепляющихся с тихоходным колесом редуктора(=1),



- норма времени работы редуктора по ГОСТ 25835-83, в зависимости от класса использования, для режима работы М3 – класс А3, тогда время работы от 3200 до 6300 ч., принимаю среднее значение 4800 ч.



Базовое число циклов перемены напряжений околоNн.о.=26, т. к. твердость рабочей поверхности зубьев колес редуктора НВ = 260...290 МПа.

Максимальный вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Мmax,

Нм



Тогда,

Нм



Выбираю редуктор с похожими данными ЦЗ-125 с вращающим моментом на тих. валу в 500 Нм, и передаточным числом 12,5. [1. стр. 81].

Диаметр быстроходного вала dб.в .= 25 мм; (Конический 1:10)

Диаметр тихоходного вала dт.в. = 50 мм. (Тихоходный вал, втулочного типа).

Размеры посадочной площадки D x m x 9H – 50x2x9H.

Масса m=73 кг.

**3.5 Выбор соединительных муфт**

Для ГРР 3М применяю втулочно-пальцевые муфты по ГОСТ 2144-75.

[1. стр29, 88-94]



где

Мр – Расчетный вращающий момент;

К – Коэффициент запаса прочности;

Мк – действующий вращающий момент;

[Мк] – допускаемый (табличный) вращающий момент, который способна передать муфта.

К=К1К2К3=1,8

где К1 – коэф. учитывающий степень соединения К2 = 1,8;

К2 – коэф. режима работы К2 = 1;

К3 – коэф. углового смещения К3 = 1.

тогда,

кНм приму Мк = 500 Нм



Тогда,

а) Муфта зубчатая с тормозным шкивом от двигателя к пром.валу:

d = до 32 мм;

D = 140 мм;

D1 = 100 мм;

D2 = 140 мм;

L = 70\* мм;

l = 80\* мм;

J = 0,1 кг м кв.;

m=2,5;

z=30;

b=12

б) Муфта зубчатая от пром.вала до вала редуктора:

d = до 32 мм;

D = 140 мм;

D1 = 100 мм;

L = 70\* мм;

J = 0,1 кг м кв.;

m=2,5;

z=30;

b=12

в) Тормозной шкив (исполнение I):

D = 160 мм;

D1 = 140 мм;

D2 = 85 мм;

D3 = 60 мм;

D4 = 60 мм;

D5 = 100 мм;

d = до 35 мм;

d1 = 8 мм;

В = 85 мм;

В1 = 70 мм;

В2 = 60 мм;

В3 = 45 мм;

В4 = 58 мм;

b = 6 мм;

h = 35,4 мм;

с = 2,0 мм.

**3.6 Выбор тормоза**

Выбор и установка тормоза осуществляется при соблюдении некоторых критериев, в данном случае ссылка происходит на то, что тележка предназначена для работы в помещении на надземном рельсовом пути (мостовой кран) и перемещается со скоростью более 0,53 м/с (0,7 м/с).

Расчетный тормозной момент механизма при работе крана в закрытом помещении определяется для движения без груза под уклон в предположении, что реборды колес не задевают за головки рельсов:



где,

;; - соответственно моменты, создаваемые уклоном, инерцией и силами трения, приведенными к валу тормоза.



где,

;; - сопротивления передвижению тележки без груза, создаваемые уклоном, инерцией и трением соответственно. Их значения определяются по формулам:



к Н



к Н



к Н



где,

- коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс механизма (при скорости передвижения меньше 1 м/с =1,25);



a – допускаемое ускорение при торможении (a=0,15, из табл. 14);

- коэффициент, учитывающий сопротивление движению тележки от троллейного токопровода. (=1,25).



Тогда,

кНм



кНм



кНм



Отсюда: кНм



Выбираю тормоз типа ТКГ-160 (одноштоковый) со следующими

характеристиками [1. стр.38; 95-96]:

D = 160 мм; Мmax = 100 Нм; m = 21 кг.

Основные размеры:

L = 490 мм; B = 70 мм;

H = 415 мм; D = 160 мм;

E = 201 мм; h = 144 мм;

T = 147 мм; mшк = 8 кг.

**4. Компоновка тележки мостового крана**

**4.1 Координаты центра тяжести порожней тележки:**

[2. ф.3.1]



где,

- вес отдельных сборочных единиц;



; - координаты точек их приложения [Компоновка]:



Вес редуктора передвижения – 715 Н; - 1

Вес редуктора подъема – 3106 Н; - 2

Вес дв. передвижения – 500 Н; - 3

Вес дв. подъема – 2058 Н; - 4

Вес барабана – 2940 (m=300 кг, примерно) Н; - 5

Вес рамы – 7840 (m=800 кг, примерно) Н; - 6

Вес подвески – 1421 Н; - 7

Вес верхних блоков – 98 Н; - 8

Вес тормоза передвижения – 206 Н; - 9

Вес тормоза подъема – 373 Н. – 10

(Некоторые значения приняты исходя из технических соображений).

=18983 Н, приму =20 кН.



Координаты точек X (мм):

1=-928

2=730

3=629

4=-99

5=0

6=0

7=0

8=0

9=266

10=554

мм



Координаты точек Y (мм):

1=773

2=-251

3=773

4=-400

5=0

6=123

7=205

8=370

9=888

10=-575



**4.2 Определяю положение не приводных колес, т. е. базу тележки, из условия одинаковой нагрузки на приводные и ходовые колеса:**

мм



Приму расстояние равное 1400 мм, конструктивно.

**4.3 Определение нагрузок на ходовые колеса тележки в порожнем состоянии и от веса груза**

Нагрузки находятся по следующим формулам:

1) Порожняя тележка: [2. ф. 3.3]

Н



Н



Н



Н



2) От веса груза: [2. ф. 3.4]

Н



Н



Н



Н



3) Статическая нагрузка на ходовые колеса в груженом положении: [2. ф. 3.5]

Н



Н



Н



Н



Погрешность:



**5. Проверочные расчеты механизмов**

**5.1 Механизм подъема груза**

**5.1.1 Проверка двигателя на время разгона**

Рекомендуемый диапазон времени разгона 2...4 с (ВНИИПТМАШ) до Q=75т.

Экспериментально получено, что для крана Q=8 т значения времени будут следующими:

Мех. подъема груза – 2 с.

Мех. передвижения тележки – 3-4 с.

Мех. передвижения крана – 6 с. [рис. 2.4.1.]

Для мех. подъема груза наибольшее время разгона получается при разгоне на подъем. Его можно определить по приближенной формуле:

[2. ф.4.1]



где,

- угловая скорость двигателя, рад/с;



- приведенный к валу двигателя момент инерции при разгоне всех движущихся масс, кг м кв.;



- среднепусковой момент двигателя, Нм;



- момент статических сопротивлений при разгоне, приведенный к валу двигателя, Нм.



**а)** [2. ф.4.2]



где,

- кратность среднепускового момента двигателя, для дв. с фазным ротором значение =1,5[табл. 2.2.17 стр.42]



тогда,

Нм



Значение [2. ф.4.3]



здесь - момент инерции при разгоне всех вращающихся частей механизма, приведенный к валу двигателя:



**б)** [2. ф.4.4]



где =1,1...1,2 – коэффициент учета инерции вращающихся масс расположенных на втором, третьем и последующих валах механизма;



-момент инерции вращающихся масс, расположенных на первом валу, равен сумме моментов инерции ротора дв. - , муфт - , тормозного шкива - .



- момент инерции при разгоне поступательно движущихся частей механизма плюс груза, приведенный к валу дв.



кг м кв.



где,

- масса шкива, кг



- радиус шкива, м



- коэффициент распределения массы (=0,6 – рекомендуется).



[2. стр. 85]

Тогда,

кг м кв.



Отсюда,

кг м кв.



**в)** Угловая скорость рад/с.



**г)** Значения и находим из:



[2. ф.4.5]



кг – масса подвески и груза. [2. ф.4.6]



[2. ф.4.7]



где,

G – вес груза и подвески (8000\*9,8=78400 Н);

r – радиус барабана, с учетом оси навивки каната (326 мм);

U – полное передаточное число мех., равное произведению передаточных чисел полиспаста и лебедки (U=Uп\*Uл=2\*40=80).

Тогда,

кг м2.



кг м2.



Н



Отсюда,

с



**д)** Среднее ускорение:

м/с



**5.1.2 Проверка времени торможения.**

Не рассчитывается, т. к. это время можно задать и изменить с помощью регулировки тормоза подъема груза.

**5.1.3 Проверка двигателя на нагрев**

Проверку проводим по методу проверки по эквивалентному моменту.

Условие проверки:

[2. ф.4.8]



где,

- эквивалентный момент на валу двигателя, Нм;



- номинальный момент двигателя, Нм.



где,

, - соответственно статические моменты на валу двигателя, возникающие при подъеме и опускании груза;



- время разгона мех. при работе с грузом;



; - соответственно время установившегося движения при подъеме и опускании;



- коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения двигателя в период пуска.



**а) Статические моменты при подъеме и опускании:**



где, – вес j груза;



- КПД механизма при работе с j-м грузом.



Для ГГР – М3 по типовому графику [2. Приложение 4. стр.289], определим, что груз поднимается и опускается (при рабочем цикле 10) G – 4 раза; 0,7G – 3 раза; 0,6G – 3 раза.



Поверяю , при большем грузе, т. е. при = кН



Определяю КПД мех.[2. стр. 88. рис 4.4]:

, отсюда =0,9



Тогда [2.4.10],

кН



кН



**б) Время разгона при подъеме и опускании груза:**

Формулы[2.4.11]:



где,

; - соответственно, угловые скорости при установившимся движении.



- приведенный к валу двигателя момент инерции при разгоне всех движущихся масс, кг м кв., равен 2,456 кг м кв.



- среднепусковой момент двигателя, Нм, равен 302 Нм.



[2.4.12]



где,

- синхронная угловая скорость двигателя, определяется по формуле:



рад/с



Тогда,

рад/с



Отсюда,

с



с



**в) Время установившегося движения определяю по формуле:**



здесь,

Н – средняя высота подъема груза, принимаю Н=4,25 м.

- фактическая скорость движения груза, определяю по формуле:



м/с



м/с



Тогда,

с



с



г) Коэффициент , равен 0,7, т. к.:



Находим:



где, Н.



Тогда, условие не выполнено, при этом нагрев двигателя происходит, в этом случае обдув двигателя происходит искусственно, путем установки вентилятора на валу двигателя под кожухом.

**5.2 Механизм передвижения тележки**

**5.2.1 Проверка двигателя на разгон**

Экспериментально получено, что для крана Q=8 т значения времени будет следующим:

Мех. передвижения тележки – 3-4 с.

Для мех. передвижения груза наибольшее время разгона получается при нагруженном кране и уклоне путей. Его можно определить по приближенной формуле:

[2. ф.4.1]



где,

- угловая скорость двигателя, рад/с;



- приведенный к валу двигателя момент инерции при разгоне всех движущихся масс, кг м кв.;



- среднепусковой момент двигателя, Нм;



- момент статических сопротивлений при разгоне, приведенный к валу двигателя, Нм.



**а)** [2. ф.4.2]



где,

- кратность среднепускового момента двигателя, для дв. с фазным ротором значение =1,5[табл. 2.2.17 стр.42]



тогда,

Нм



Значение [2. ф.4.3]



здесь, - момент инерции при разгоне всех вращающихся частей механизма, приведенный к валу двигателя:



**б)** [2. ф.4.4]



где =1,1...1,2 – коэффициент учета инерции вращающихся масс расположенных на втором, третьем и последующих валах механизма;



-момент инерции вращающихся масс, расположенных на первом валу, равен сумме моментов инерции ротора дв. - , муфт - , тормозного шкива - .



- момент инерции при разгоне поступательно движущихся частей механизма плюс груза, приведенный к валу дв.



кг м2.



где,

- масса шкива, кг



- радиус шкива, м



- коэффициент распределения массы (=0,6 – рекомендуется).



[2. стр. 85]

Тогда,

кг м2.



Отсюда,

кг м кв.



**в)** Угловая скорость рад/с.



**г)** Значения и находим из:



[2. ф.4.5]



кг – масса тележки и груза. [2. ф.4.6]



[2. ф.4.17]



где,

- полное сопротивление [1. стр. 34], передвижению тележки в период разгона, приведенное к ободу колеса, включает в себя следующие составляющие:



где,

- сопротивление, создаваемые силами трения;



- уклон пути;



- сопротивление от ветра при работе крана на открытом воздухе;



кН



r – радиус ходового колеса (100 мм);

U – полное передаточное число мех., равно передаточному числу редуктора (U=Uр=12,5).

Тогда,

кг м2.



кг м2.



Н



Отсюда,

с



**5.2.2 Проверка времени торможения**

Время торможения должно быть примерно равно времени разгона;



где,

- момент инерции всех движущихся масс мех. и поступательно движущихся объектов при торможении, приведенный к первому валу мех, кг м кв.



Нм



- момент статических сопротивлений при торможении, приведенный к первому мех, Нм.



Данные параметры вычисляю по соотношению:



кН



- соответственно вес тележки и вес максимального груза;



- коэффициент трения качения колес по рельсу (из таблицы 12 =0,3, для колес деаметром 20-30 см);



- коэффициент трения в подшипниках колес (из таблицы 13 =0,015, для шариковых, роликовых, исключая роликовые с коническими роликами);



- диаметр цапфы вала колеса;



- диаметр колеса;



кН;



=0, при работе крана в помещении.



кН



Тогда,

кНм



Отсюда,

с Время торможения тележки.



**5.3 Проверка запаса сцепления колес с рельсами**

Проверка производится в случае, когда кран не нагружен и реборды колес не задевают за головки рельсов.

Условие проверки:

, [2.4.25]



- коэффициент запаса сцепления колеса с рельсом;



[] – допустимый коэффициент запаса сцепления, рекомендован для работы кранов в помещении 1,2.



[2.4.26]



где,

- момент силы сцепления (трения скольжения) колеса с рельсом, когда кран не нагружен;



- динамический момент при разгоне;



,, - соответственно моменты сил: уклона, ветра рабочего состояния и трения, действующие относительно оси приводных колес, когда кран не нагружен:



**а)** [2.4.27]



- сила сцепления приводного колеса (колес) с рельсом, когда кран не нагружен:



[2.4.28]



- коэф. сцепления колес с рельсами, равен 0,2 [2. стр. 90]



- нагрузка на приводные колеса (колесо), наименее нагруженное, когда кран не нагружен, = Н



Тогда,

Н



Нм



**б)** может быть определено по формуле:



- коэф., учитывающий соотношение масс в мех. при разгоне



- среднепусковой момент двигателя, уменьшенный на момент сил инерции вращающихся частей механизма и приведенный к оси вала;



С - коэф. жесткости тихоходного участка трансмиссии;

- угловой зазор в муфтах трансмиссионного вала;



**б.1)**



где,

1.1) - среднепусковой момент двигателя, 35,8 Нм;



1.2) - момент сил инерции при разгоне вращающихся частей мех., приведенный к валу двигателя, Нм:



где,

**1.2.1)** - момент инерции вращающихся масс мех., приведенный к валу двигателя, кг м2.;



**1.2.1.1)** где =1,1...1,2 – коэффициент учета инерции вращающихся масс расположенных на втором, третьем и последующих валах механизма;



**1.2.1.2)** -момент инерции вращающихся масс, расположенных на первом валу, равен сумме моментов инерции ротора дв. - , муфт - , тормозного шкива - .



кг м2.



где,

- масса шкива, кг



- радиус шкива, м



- коэффициент распределения массы (=0,6 – рекомендуется).



[2. стр. 85]

Тогда,

кг м2.



Отсюда,

кг м2.



**1.2.2) -** [2.4.32] угловое ускорение вала дв. при трогании с места не нагруженной тележки, рад/с2.



где,

**1.2.2.1)** =35,8 Нм;



**1.2.2.2)** - момент инерции при разгоне всех движущихся масс, приведенных к валу двигателя, значение определяется аналогично в [4.1];



Значение [2. ф.4.3]



здесь, - момент инерции при разгоне всех вращающихся частей механизма, приведенный к валу двигателя.



[2. ф.4.5]



кг – масса тележки и груза. [2. ф.4.6]



Тогда,

кг м2.



Отсюда,

кг м².



**1.2.2.3)** - статический момент при разгоне ненагруженной тележки, приведенный к валу двигателя;



[2.4.33]



- моменты сил трения, уклона и ветра, приведенные к валу двигателя, [берется из параграфа РПЗ «Выбор тормоза передвижения»]:



Нм



Нм



Нм (Кран в помещении).



Тогда,

Нм



Отсюда,

рад/с².



Получаю,

Нм



Тогда,

Нм



**б.2)** - коэф., учитывающий соотношение масс в мех. при разгоне, равен



**б.3)** С - коэф. жесткости тихоходного участка трансмиссии определяется по формуле:



где,

- условный коэф. жесткости трансмиссионного вала.



При симметричном расположении ходовых колес относительно зубчатого колеса тихоходной ступени редуктора

=



где - коэф. жесткости одного участка трансмиссионного вала между зубчатым и ходовым колесами:



,



где,

- модуль упругости второго рода; для стали МПа;



- полярный момент инерции поперечного сечения вала:



;



, - соответственно общая длина валопровода, равная расстоянию от центра тихоходного зубчатого колеса редуктора до центра ходового колеса, и диаметр трансмиссионного вала на участке, имеющем наибольшую длину.



Значение можно определить из расчета на кручение. Для круглого сплошного вала:



,



где,

- максимальный статический момент на валу, кН м (), [2.4.33];



- допускаемое напряжение кручения, МПа;



- предел прочности материала, МПа, для стали 45, =372,7 МПа [2. стр. 20, табл. 1.14];



Тогда,

Мпа



мм, в следующих расчетах буду принимать равный 28 мм, в связи с удобством при компоновке и вычерчиванию основных чертежей.



Отсюда,



Получаю,



=



**б.4)**  - угловой зазор в муфтах трансмиссионного вала, находится по формуле [2.4.43]:



где,

- модуль зубьев, мм (=2,5);



- число зубьев, (=30);



- толщины зубьев втулки и обоймы, мм (=12мм, = 14 мм).



Тогда,



Теперь можно посчитать:



**в)** - моменты сил трения, уклона и ветра, приведенные к валу двигателя, [берется из параграфа РПЗ «Выбор тормоза передвижения»]:



Нм



Нм



Нм (Кран в помещении).



Отсюда,



Получил,

,



Условие проверки выполнено!

**Библиографический список**

1. Грузоподъемные машины: Учебно-методическое пособие/ Ю. В. Наварский. 2-е изд., стереотипное. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2006. 100 с.
2. Курсовое проектирование грузоподъемных машин: Учебное пособие для студентов вузов/ С. А. Казак, В. Е. Дусье, Е. С. Кузнецов и др. Под ред. С. А. Казака. М.: Высшая школа, 1989. 319 с.
3. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций/ В. Д. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин и др. Под общ. ред. М. М. Гохберга. М.: Машиностроение, 1988. 536 с.
4. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы/ М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин и др. Под общ. ред. М. М. Гохберга. М.: Машиностроение, 1988. 559 с.
5. ГОСТ Р 50895-96. Муфты зубчатые. Технические условия. Введ. 23.04.96. – М.: Издательство стандартов, 1996. – 27 с.
6. ГОСТ 2688-80. Канаты стальные. Сортамент. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6×19(1+6+6/6)+1 о.с. Введ. 23.04.80. – М.: Издательство стандартов, 1980. – 15 с.
7. ГОСТ 24696-81. Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные с симметричными роликами. Основные размеры. Введ. 17.04.81. – М.: Издательство стандартов, 1981. – 21 с.