**СОДЕРЖАНИЕ**

Введение

1. Расчет механизма подъема.

1.1 Определение кратности полиспаста

1.2 Определение усилия в канате, набегающем на барабан

1.3 Выбор каната

1.4 Определение требуемого диаметра блоков и барабана

1.5 Выбор крюковой подвески

1.6 Определение размеров барабана

1.7 Выбор двигателя

1.8 Определение передаточного числа привода

1.9 Выбор редуктора

1.10 Выбор муфты быстроходного вала

1.11 Выбор муфты тихоходного вала

1.12 Определение пусковых характеристик механизма

1.13 Выбор тормоза

1.14 Определение тормозных характеристик механизма

1.15 Проверка двигателя на нагрев

2. Расчет механизма передвижения тележки

2.1 Выбор типа привода

2.2 Определение числа ходовых колес

2.3 Кинематическая схема механизма

2.4 Определение массы тележки

2.5 Выбор ходовых колес

2.6 Определение сопротивления передвижению тележки

2.7 Выбор двигателя

2.8 Определение передаточного числа привода

2.9 Выбор редуктора

2.10 Выбор муфт быстроходного

2.11 Выбор муфт тихоходного вала

2.12 Определение пусковых характеристик механизма

2.13 Выбор тормоза и определение тормозных моментов

2.14 Проверка пути торможения

2.15 Проверка двигателя на нагрев

Заключение

Список использованных источников

**ВВЕДЕНИЕ**

Грузоподъемные и транспортные машины являются неотъемлемой частью современного производства, так как с их помощью осуществляется механизация основных технологических процессов и вспомогательных работ. В последнее время качественно возросла роль подъемно-транспортных машин на поточных линиях, в связи, с чем они стали органической частью технологического оборудования. Также весьма существенным стало влияние подъемно-транспортных машин на технико-экономические показатели производства.

Современное производство грузоподъемных машин основывается на создании блочных механизмов состоящих из унифицированных узлов (редукторов, муфт, тормозов и др.) позволяющих получить более высокий технико-экономический эффект при изготовлении и эксплуатации этих машин. Блочными называются механизмы, состоящие из самостоятельных узлов, соединенных между собой посредством легкоразъемных соединений. К таким блокам относятся крюковые подвески, тельферы, редукторы, тормоза, муфты и т.д.

Применение блочных конструкций позволяет выпускать узлы механизмов в законченном виде, что приводит к специализации отдельных цехов и заводов. Специализация производства, в свою очередь, обеспечивает повышение качества и снижает себестоимость изготовления узлов.

Использование блочных конструкций позволяет легко определить и отделить от машины узел, требующий ремонта, без разборки смежных узлов. При наличии запасных узлов замену узлов-блоков можно производить в короткие сроки, что значительно снижает простой оборудования при ремонте и позволяет осуществлять высококачественный ремонт в специализированных ремонтных цехах.

**1. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА**

**механизм подъем полиспаст канат тележка**

Исходные данные:

- тип крана - козловой ( бесконсольный );

- грузоподъемность *Q* = 100 т;

- скорость подъема груза *Vпод* = 1 м/мин = 0,017 м/с;

- высота подъема *Н* = 10 м;

- режим работы крана 3К (лёгкий);

- продолжительность включения механизма подъема ПВ = 15%.

**1.1 Определение кратности полиспаста**

Т.к. нам задан мостовой кран, то тип полиспаста - сдвоенный. Кратность полиспаста равна 4.

**1.2 Определение усилия в канате, набегающем на барабан**



где *Q* – номинальная грузоподъемность крана, кг;

*z* – число простых полиспастов в системе;

*Un* – кратность полиспаста;

*η* – общий КПД полиспаста и обводных блоков ().



где *ηбл* – КПД одного блока, принимаем *ηбл* = 0,98 для подшипников качения.



где *ω* – количество обводных блоков.



**1.3 Выбор каната**

Выбираем канат по расчетному разрывному усилию в канате:



где *k* – коэффициент запаса прочности, принимаемый в зависимости от назначения и режима работы крана, принимаем *k* = 5 согласно [1, c. 55, табл. 2.3].



В соответствии с рекомендациями [1, c. 277, табл. III.1.1], принимаем канат двойной свивки типа ЛК-РО 6×36 (1 + 7 + 7 + 7/7 +14 ) + 1о.с. диаметром *d* = 33,0 мм имеющий при маркировочной группе проволок 1960 МПа с разрывным усилием *F* = 638500 *H*.

Обозначение каната: Канат 33 – Г – I – Н – 1960 ГОСТ 7668 – 80

1 2 3 4 5 6 7

1 – название изделия: ”канат”;

2 – диаметр наружного каната: *d* = 33 мм;

3 – назначение каната: Г – грузовой;

4 – марка проволок материала: I – первая;

5 – способ свивки: Н – нераскручивающийся;

6 – маркировочная группа прочности проволок: 1960 МПа;

7 – стандарт.

Проверка фактического коэффициента запаса прочности каната:

>



**1.4 Определение требуемого диаметра блоков и барабана**

Допускаемый диаметр блока и барабана по средней линии навитого стального каната определяется по формуле:



где *d* – диаметр стального каната, мм;

*e* – коэффициент зависящий от типа крана, типа привода и режима работы механизма, принимаем для электротали *e* = 20 согласно [1, c. 59, табл. 2.7].

, принимаем *Dб* = 700 мм.



**1.5 Выбор крюковой подвески**

В соответствии с рекомендациям [2, c. 280 – 281] и принятой схемой, принимаем подвеску крановую ПО СибТяжМаш:

*D*= 700 мм; режим работы Л; грузоподъемность 100 т; масса подвески 4900 кг; высота подвески *H*=2875 мм; ширина подвески *B*= 1300 мм.

**1.6 Определение размеров барабана**

Длина каната навиваемого на барабан с одного полиспаста определяется по формуле:



где *H* – высота подъёма груза, м;

*Un* – кратность полиспаста;

*Dб* – диаметр барабана, м;

*z1* – число запасных (неиспользуемых) витков на барабане до места крепления:

*z1* = 1,5…2, согласно [1, c. 60];

*z 2* – число витков каната, находящихся под зажимным устройством на барабане

*z2* = 3…4, согласно [1, c. 60].

.



Так как простых полиспастов в системе *z* = 2, следовательно это длина одной ветви каната.

Рабочая длина барабана для навивки каната с одного полиспаста определяется по формуле:



где *Lк* – длина каната, навиваемого на барабан, м;

*t* – шаг витка (см. рис. 1), принимается в зависимости от диаметра каната: при

*d* = 33,0 мм, тогда *t* = 38 мм = 0,038 м, в соответствии с рекомендациями

[1, c. 60, табл. 2.8];

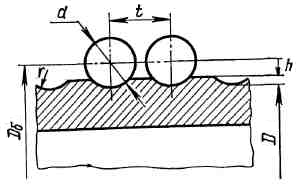


Рис. 1 Профиль канавок на барабане

*m* – число слоев навивки (для нарезного барабана *m* = 1);

*d* – диаметр каната, м;

*Dб* – диаметр барабана по средней линии навитого каната, м;

*φ* – коэффициент неплотности навивки: *φ =* 1, для нарезных барабанов

согласно [1, c. 60].



Полная длина барабана для простого полиспаста определяется по формуле:



где (0,02 …0,03)– длина не нарезанной части барабана.



Определяем минимальную толщину стенок барабана по формуле:



где *Dдна* – диаметр дна барабана, м.



Произведем проверку прочности стенки барабана, т.е. определим напряжения сжатия стенки барабана по формуле:



где *Fб* – усилие в канате, *H*;

*t* – шаг витка, м;

*δст = δmin* – толщина стенки барабана, м; Принимаем, для лёгкого режима работы механизма, материал для барабана чугун марки СЧ 24 с допускаемым напряжением [σ*сж* ] = 170 *МПа*.



< *[σсж ] = 170* *МПа*



**1.7 Выбор двигателя**

Статическая мощность двигателя механизма подъёма определяется по формуле:



где *Q* – номинальная грузоподъемность крана, т;

*g* = 9,81 м/с2 – ускорение свободного падения;

*Vпод* – скорость подъема груза, м/с;

*η* – КПД механизма в целом (от крюка до двигателя), принимаем согласно

[1, c. 23, табл. 1.18] для подшипников качения *η* = 0,85.



Номинальную мощность двигателя необходимо принимать равной или несколько меньшей статической мощности на 30…35%.

Двигатель выбираем с учетом ПВ, а также с учетом конфигурации механизма подъема, т.е. встраиваемого или наружного исполнения двигателя.

Принимаем двигатель с короткозамкнутым ротором серии MTКF 312-8

– мощность *Pэл =* 15 кВт;

– частота вращения *nэл =* 675 мин-1;

– момент инерции ротора *Ip =* 0,387 кг · м2;

– максимальный крутящий момент *Т =* 510 *Н∙м*

**1.8 Определение передаточного числа привода**

Частота вращения барабана определяется по формуле:



где *Vпод* – скорость подъема груза, м/с;

*Un* – кратность полиспаста;

*Dб* – диаметр барабана, м.



Требуемое передаточное число привода определяем по формуле:



**1.9 Выбор редуктора**

Выбираем редуктор цилиндрический трехступенчатый типа ЦЗУ-350:

-передаточное число



-номинальный крутящий момент на тихоходном валу М = 4000 Н∙м.

**1.10 Выбор муфты быстроходного вала**

Момент статических сопротивлений на валу двигателя, с общим КПД всего механизма, согласно [1, c. 23]:



где *z* – число простых полиспастов в системе;

*Uр* – фактическое передаточное число привода;

*η* – КПД механизма в целом, *η* = 0,85.



Расчетный момент для выбора соединительной муфты с учетом ответственности и режима работы механизма определяется по формуле:



где *k*1– коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма;

*k*2– коэффициент, учитывающий режим работы механизма.

Тогда согласно [1, c. 42, табл. 1.35] для механизмов подъёма: k1 = 1,3; k2 = 1,2 – лёгкий режим.



Принимаем упругую втулочно-пальцевую муфту:

– номинальный крутящий момент *T*ном. *= 500 Н·м*;

– наружный диаметр муфты *D = 170 мм;*

– момент инерции



Момент статических сопротивлений на валу барабана, с КПД барабана, согласно [1, c. 23]:



где *ηб* – КПД барабана (*ηб =* 0,95…0,96).



**1.11 Выбор муфты тихоходного вала**

В механизме используется встроенная в барабан муфта.

**1.12 Определение пусковых характеристик механизма**

Фактическая частота вращения барабана определяется по формуле:



где *nэл.* – частота вращения электродвигателя, мин-1;

*Uр* – фактическое передаточное число привода.



Фактическая скорость подъёма груза определяется по формуле:



где *Dб* – диаметр барабана, м;

*Un* – кратность полиспаста.



Время пуска при подъёме груза определяется по формуле:



где *δ* – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма, за исключением ротора двигателя и тормозного шкива, установленного на быстроходном валу: *δ* = 1,1…1,25;

*I* –момент инерции ротора двигателя и тормозного шкива установленного на быстроходном валу:



*Ip* –момент инерции ротора двигателя, кг · м2;

*Iш* –момент инерции тормозного шкива, согласно [1, с. 25]:



*m* –масса шкива, принимаем m = 100 кг;

D – диаметр тормозного шкива (см. рис. 4): D = 0,3 м;



*Tср.п.* – средний пусковой момент двигателя, определяем по формуле:



*ψ*max– максимальная кратность пускового момента двигателя;



*ψ*min– минимальная кратность пускового момента двигателя ();



*Tс* – момент статических сопротивлений на валу двигателя, Н·м;

*Q* – номинальная грузоподъемность крана, кг;

*V* – фактическая скорость подъёма груза, м/с;

*η* – КПД механизма в целом, *η* = 0,85.



Ускорение при пуске определяется по формуле:



Таблица 1 – Проверка полученных значений пусковых характеристик на соответствие рекомендуемым значениям для механизма подъёма

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Скорость подъёма | Время пуска | Ускорение при пуске |
| Обозначение | V | tп | a |
| Расчетное значение | 0,018 м/с | 1,76 с | 0,01 м/с2 |
| Допускаемое значение | ±10% от заданной | 1…2 с | для массовых грузов  < 0,6 м/с2 |
| Вывод | соответствует | соответствует | соответствует |

**1.13 Выбор тормоза**

Момент статического сопротивления на валу двигателя при торможении механизма определяется по формуле:



где *Fб* – усилие в канате, *H*;

*z* – число простых полиспастов в системе;

*Dб* – диаметр барабана, м;

*η* – КПД механизма в целом, *η* = 0,85;

*Uр* – фактическое передаточное число привода.



Необходимый по нормам Ростехнадзора момент, развиваемый тормозом, определяется по формуле:



где *K*Т– коэффициент запаса торможения, принимаем KТ = 1,5 - для среднего режима работы механизма.



Выбираем тормоз ТКГ – 300:

- тормозной момент Т = 800 Н∙м;

- диаметр тормозного шкива D=300 мм;

- масса тормоза 100 кг;

**1.14 Определение тормозных характеристик механизма**

Время торможения при опускании груза определяется по формуле:



где *TТ* – необходимый момент развиваемый тормозом (см. п. 1.13), Н·м;

*TсТ*– момент статического сопротивления на валу двигателя при торможении механизма (см. п. 1.13), Н·м.



Замедление при торможении определяется по формуле:



Таблица 2 – Проверка полученных значений тормозных характеристик на соответствие рекомендуемым значениям для механизма подъёма

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметр | Время торможения | Замедление при торможении |
| Обозначение | tT | aT |
| Расчетное значение | 0,938 с | 0,02 м/с2 |
| Допускаемое значение |  | для массовых грузов  < 0,6 м/с2 |
| Вывод | соответствует | соответствует |

**1.15 Проверка двигателя на нагрев**

Во избежание перегрева двигателя, необходимо чтобы развиваемая им среднеквадратическая мощность удовлетворяла условию:



Средняя квадратичная мощность электродвигателя определяется по формуле:



где *Tср* – средний квадратичный момент преодолеваемый электродвигателем, Н·м;

*nэл.* – частота вращения электродвигателя, мин-1.



где ∑*tп* – общее время пуска при подъёме и опускании груза, с;

*tу* – время установившегося движения, с;

∑*t* – общее время работы электродвигателя, с;

*Tср.п.* – средний пусковой момент двигателя (см. п. 1.12), Н·м;

*Tс* – момент статических сопротивлений на валу двигателя при подъёме, Н·м;

*TсТ* – момент статических сопротивлений на валу двигателя при торможении механизма, т.е. при опускании груза (см. п. 1.13), Н·м.

В качестве исходных данных для расчета используем график загрузки механизма, в соответствии с рекомендациями [1, с. 16, рис. 1.1]. Соответственно для легкого режима работы механизма подъёма, график будет иметь следующий вид (см. рис. 2):

Будет работать с номинальным грузом *Q* = *100000 кг* – 1 раз, с грузом 0,5·*Q* = *50000 кг* – 5 раз, с грузом *0,2*·*Q* = *25000 кг* – 1 раз, с грузом *0,05*·*Q* = *5000 кг* – 3 раза.

Сведем результаты расчетов с различными грузами в таблицу 3.

Таблица 3 – Результаты расчетов

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Обозначение | Единица измерения | Результаты расчета при Q, кг | | | |
| 100000 | 50000 | 20000 | 5000 |
| КПД | η | – | 0,85 | 0,8 | 0,65 | 0,5 |
| Натяжение каната | Fб | Н | 125000 | 62500 | 25000 | 6250 |
| Момент при подъёме | Tс | Н · м | 311 | 199 | 63,6 | 15,9 |
| Время пуска при подъёме | tп | с | 1,76 | 0,934 | 0,933 | 0,932 |
| Момент при опускании груза | TсТ | Н · м | 225,44 | 112,7 | 36,1 | 11,3 |
| Время пуска при опускании | tоп | с | 0,155 | 0,185 | 0,242 | 0,271 |

Общее время пуска при подъёме и опускании груза определяется по формуле:



где *ni* – число подъёмов *i*-го груза.



Время установившегося движения определяется по формуле:



где *Hср* – средняя высота подъёма груза: *Hср* = 0,8·*H*, м;

*V* – фактическая скорость подъёма груза, м/с.



Определим общее время работы, средний квадратичный момент и среднюю квадратичную мощность электродвигателя:



Pср = 7.226 кВт < Pном = 15 кВт – следовательно условие выполняется.

**2. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ**

Исходные данные:

- тип крана – козловой;

- грузоподъемность *Q* = 100 т;

- скорость передвижения тележки *Vпер.* = 10 м/мин = 0,167 м/с;

- пролет крана *L* = 24 м;

- режим работы крана 3К (лёгкий);

- продолжительность включения механизма передвижения ПВ = 15%.

**2.1 Выбор типа привода**

Принимаем для грузовой тележки данного мостового крана центральный привод.

**2.2 Определение числа ходовых колес**

Для грузовой тележки данного мостового крана грузоподъемностью 12,5 тонн принимаем 4 ходовых колеса.

**2.3 Кинематическая схема механизма**

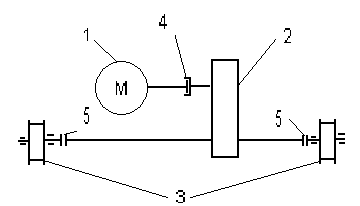


Рис. 2 Схема механизма передвижения крана

1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – ходовые колеса; 4 – тормоз; 5 – зубчатые муфты.

**2.4 Определение массы тележки**

Масса тележки мостового крана определяется по формуле:



где *Q* – грузоподъемность, т;



**2.5 Выбор ходовых колес**

Выбираем ходовое колесо диаметром .



Принимаем коэффициент трения качения ходового колеса по рельсам (*µ*) и коэффициент трения в подшипниках качения колеса (*f*) в соответствии с рекомендациями [1, с. 33]:

- *µ* = 0,0005 м;

- *f* = 0,2.

Диаметр цапфы вала ходового колеса определяется по формуле:



Принимаем коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления от трения реборд ходовых колес о рельс согласно [1, с. 33]:

- *kр* = 2,5.

**2.6 Определение сопротивления передвижению тележки**



где *Fтр.* – сопротивление трения:



*Fукл.* – сопротивление от уклона:



*sin α* – уклон пути, принимаем для мостового крана: *sin α* = 0,005 в соответствии с рекомендациями [1, c. 68, табл. 2.10];

*Fв* – сопротивление от ветровой нагрузки: *Fв* = 0, так как кран работает в помещении.



**2.7 Выбор двигателя**

Статическая мощность двигателя механизма передвижения определяется по формуле:



где *Fпер.* – сопротивление передвижению крана, *Н*;

*Vпер.* – скорость передвижения крана, м/с;

*η* – КПД механизма передвижения тележки, принимаем согласно

[1, c. 23, табл. 1.18] для подшипников качения *η* = 0,85.



Номинальную мощность одного двигателя механизма передвижения необходимо принимать равной или несколько большей статической мощности.

Принимаем крановый электродвигатель серии MTF 011-6:

– мощность *Pэл = 1,7 кВт;*

– частота вращения *nэл =850* мин-1;

– момент инерции ротора *Ip* = *0,021 кг · м2;*

– максимальный крутящий момент *Tмакс = 40 Н·м;*

**2.9 Выбор редуктора**

Расчетная мощность редуктора определяется по формуле:



где *kр* – коэффициент учитывающий условие работы редуктора, принимаем *kр* = 2,2



При выборе редуктора учитываем передаточное число, расчетную мощность, режим работы, частоту вращения быстроходного вала (равно частоте вращения электродвигателя).

Выбираем редуктор ВКН – 320. Для него:

– передаточное число *Uр= 40*;

– номинальный крутящий момент *Tном =* 280 Н·м.

**2.11 Выбор муфт быстроходного вала**

Момент статических сопротивлений на валу двигателя, с общим КПД всего механизма, согласно [1, c. 23]:



где *Fпер* – сопротивление движению;

*Dk* – диаметр ходового колеса;

*Uр* – фактическое передаточное число привода;

*η* – КПД механизма в целом, *η* = 0,85.



Расчетный момент для выбора соединительной муфты с учетом ответственности и режима работы механизма определяется по формуле:



где *k*1– коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма;

*k*2– коэффициент, учитывающий режим работы механизма.

Тогда для механизмов подъёма: *k*1= 1,2; *k*2= 1,2.



**2.8 Определение передаточного числа привода**

Частота вращения ходового колеса определяется по формуле:



где *Vпер.* – скорость передвижения крана, м/с;

*Dк* – диаметр ходового колеса, м.



Требуемое передаточное число одного привода определяем по формуле:



Принимаем упругую втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом №1:

–момент инерции муфты *Jt=0,125кг·м2*;

– диаметр шкива *D = 2*00 *мм*;

**1.11 Выбор муфты тихоходного вала**

Момент статических сопротивлений:



Принимаем зубчатую муфту типа МЗ по ГОСТ 5006 – 55:

– номер муфты №3;

– крутящий момент *T*муф*. =3150* Н·м;

– диаметр муфты *D*муф*. = 220* мм;

– допускаемая частота вращения муфты *n*max *=4000* мин-1.

**2.12 Определение пусковых характеристик механизма**

Фактическая скорость передвижения тележки определяется по формуле:



где *U* и *Uр*– требуемое и фактическое передаточные числа привода.



Время пуска механизма передвижения без груза определяется по формуле:



где *δ* – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма, за исключением ротора двигателя и муфты быстроходного вала, установленного на быстроходном валу, принимаем *δ* = 1,4;

*I* –момент инерции ротора двигателя и муфты быстроходного вала:



*Ip* –момент инерции ротора двигателя, кг · м2;

*Iм* –момент инерции муфты быстроходного вала;



*Tср.п.* – средний пусковой момент двигателя, определяем по формуле:



*Tном.* – номинальный момент двигателя, *Н · м*;

,



где *P -* мощность двигателя;

*n* - частота вращения двигателя;



*ψ*max– максимальная кратность пускового момента двигателя;

*ψ*min– минимальная кратность пускового момента двигателя;



*Tс* – момент статического сопротивления на валу двигателя:



Ускорение при пуске определяется по формуле:



Таблица 4 – Проверка полученных значений пусковых характеристик на соответствие рекомендуемым значениям для механизма передвижения

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Скорость крана | Время пуска | Ускорение при пуске |
| Обозначение | V фпер. | tп | a |
| Расчетное значение | 0,4 м/с | 2,39 с | 0,167 м/с2 |
| Допускаемое значение | ±10% от заданной | 1…5 с | до 0,25 м/с2 |
| Вывод | соответствует | соответствует | соответствует |

Проверка фактического запаса сцепления колес с рельсами:



где *Fпр* – суммарная нагрузка на приводные колеса без груза:



*m* – масса крана, кг;

*zпр* – количество приводных колес, шт;

*z* – общее количество принятых ходовых колес, шт.



*φ* – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами, принимаем

*φ* = 0,02 [1, с. 33];

*F'пер*– сопротивления передвижению крана без груза:



*f* – коэффициент трения в подшипниках качения колеса;

*µ* – коэффициент трения качения ходового колеса по рельсам.



Условие выполняется.

**2.13 Выбор тормоза и определение тормозных моментов**

Тогда время торможения крана без груза определим по формуле:



Сопротивление при торможении тележки без груза определяется по формуле аналогично п. 2.12:



Момент статических сопротивлений на тормозном валу при торможении крана определяется по формуле:



где – cопротивление при торможении крана без груза, Н·м;



*Uр* – фактическое передаточное число привода.



Момент сил инерции при торможении крана без груза определяется по формуле:



где *tТ* – время торможения тележки без груза, c;

*m* – масса тележки, кг.



Расчетный тормозной момент на валу тормоза определяется по формуле:



Выбираем тормоз ТКТ – 100:

- тормозной момент *Т = 20* Н∙м, который надо отрегулировать до *Т = 12,06 Н∙м*;

- диаметр тормозного шкива *D=100* мм;

**2.14 Проверка пути торможения**

Фактическая длина пути торможения и минимальная длина пути торможения, определяются из условия:



где *tТ* – время торможения крана без груза, c;

*V фпер.*– фактическая скорость передвижения крана, м/с.

>



Условие выполняется.

**2.15 Проверка двигателя на нагрев**

Во избежание перегрева двигателя, необходимо чтобы развиваемая им среднеквадратическая мощность удовлетворяла условию:



Средняя квадратичная мощность электродвигателя определяется по формуле:



где *Tср* – средний квадратичный момент преодолеваемый электродвигателем, Н·м;

*nэл.* – частота вращения электродвигателя, мин-1.



где ∑*tп* – общее время пуска с грузом, с;

*tу* – время установившегося движения, с;

∑*t* – общее время работы электродвигателя, с;

*Tср.п.* – средний пусковой момент двигателя, Н·м;

*Tс* – момент статических сопротивлений на валу двигателя, Н·м;

*TсТ* – момент статических сопротивлений на валу двигателя при торможении механизма, Н·м.

В качестве исходных данных для расчета используем график загрузки механизма, в соответствии с рекомендациями [1, с. 16, рис. 1.1]. Соответственно для среднего режима работы механизма передвижения, график будет иметь следующий вид:

Таблица 5 – Результаты расчетов

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Обозначение | Единица измерения | Результаты расчета при Q, кг | | | |
| 12500 | 8750 | 6250 | 3750 |
| Сопротивления передвижению крана с грузом | Fпер. | Н | 3443,04 | 2710,4 | 2217,6 | 1724,8 |
| Момент статического сопротивления на валу двигателя | Tс | Н · м | 18,22 | 14,34 | 11,73 | 9,12 |
| Время пуска с грузом | tпгр | с | 4,51 | 2,94 | 2,27 | 1,75 |
| Сопротивление при торможении крана с грузом |  | Н | 899,15 | 706,48 | 578,025 | 449,575 |
| Момент статического сопротивления при торможении на валу двигателя | TсТ | Н · м | 3,44 | 2,7 | 2,21 | 1,72 |

Общее время пуска с грузом и собственной массой крана определяется по формуле:



где *ni* – число передвижений с *i*-м грузом.



Время установившегося движения определяется по формуле:



где *Lср* – средняя длина перемещения груза: *Lср* = 0,8·*L*, м;

*V фпер.*– фактическая скорость передвижения крана, м/с.



Определим общее время работы, средний квадратичный момент и среднюю квадратичную мощность электродвигателя:



*Pср* = *1,17* *кВт* < *Pном* = *1,7* *кВт* – условие выполняется.

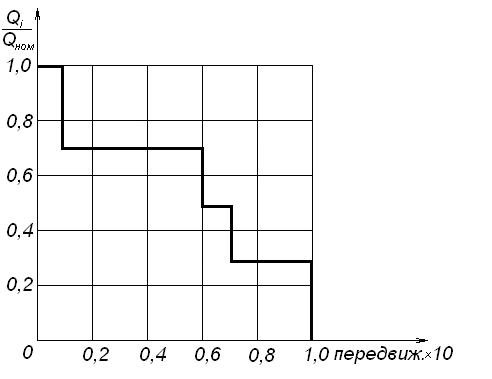


Рис. 3 Усредненный график загрузки механизма передвижения тележки (для среднего режима работы)

Согласно графику, за время работы механизма передвижения, кран будет передвигаться с номинальным грузом *Q* = *12500 кг* – 1 раз, с грузом *0,7·Q = 8750* кг – 5 раз, с грузом 0,5·*Q* = *6250 кг* – 1 раз, с грузом *0,3·Q = 3750 кг* – 3 раза.

Сведем результаты расчетов с различными грузами в таблицу.

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В результате выполнения курсового проекта был спроектирован мостовой кран грузоподъёмностью 12,5 тонн, среднего режима работы (5К).

Расчетная часть состоит из двух частей: механизма подъёма и механизма передвижения.

В механизме подъёма произведен расчет следующий расчет:

- выбран канат двойной свивки типа ЛК-Р диаметром 18 мм имеющий при маркировочной группе проволок 1764 МПа;

- выбрана крюковая подвеска;

- определены размеры барабана, его диаметр и полная длинна с учетом кратности полиспаста;

- подобран рациональный материал барабана и проверен на прочность по напряжениям сжатия;

- выбраны муфты быстроходного и тихоходного валов;

- выбран и проверен на нагрев электродвигатель с учетом того, что механизм работает с различными грузами;

- сделана проверка с допускаемыми значениями пусковых и тормозных характеристик в неблагоприятных режимах работы механизма.

В механизме передвижения тележки произведен расчет центрального привода, для которого:

- выбраны ходовые колеса с учетом их количества, грузоподъёмности крана, массы тележки и ее скорости передвижения;

- выбран и проверен электродвигатель;

- выбран редуктор;

- сделана проверка с допускаемыми значениями пусковых характеристик при неблагоприятном режиме работы крана.

На основе расчетной части выполнена графическая, в которой отображено на листах форматах А1:

- общий вид крана;

- механизм передвижения тележки;

- грузовая тележка.

**СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон Справочник по расчетам механизмов подъёмно-транспортных машин. Изд. 2-е., перераб. – Минск: Высш. шк.,1983.

2. Курсовое проектирование грузоподъёмных машин: Учеб. Пособие для вузов, под ред. С.А. Казака. – М.: Высш. шк.,1989. – 319 с.: ил.

3. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие/ В.Д. Соловьёв, В.И. Фатеев. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2007.- 324 с.

4. Справочник по кранам, Т2 /Под ред. М.М.Гохберга. Л.: Машиностроение, 1988. 559 с.

5. Вайснон А.А. Атлас конструкций. Подъёмно-транспортные машины строительной промышленности. - 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1976.

6. Подъёмно-транспортные машины. Атлас конструкций. Под. ред. М.П. Александрова, Д.Н. Решетова. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 122 с.: ил.

7. Иванов М.Н. Детали машин.- 5-е изд., перераб. – М.: Высш. шк.,1991.- 383 с.