**СОДЕРЖАНИЕ**

1. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

1.1 ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ВКЛЮЧЕНИЯ

1.2 ГРУЗОПОДЪЕМНАЯ СИЛА

1.3 МОЩНОСТЬ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

1.4 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

1.5 УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

2. РАСЧЕТ КАНАТНО-БЛОЧНОЙ СИСТЕМЫ

2.1 МИНИМАЛЬНЫЙ ДИАМЕТР БАРАБАНА

2.2 ВОЗМОЖНЫЕ СХЕМЫ ПОЛИСПАСТОВ

2.3 КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПОЛИСПАСТА

2.4 НАИБОЛЬШЕЕ НАТЯЖЕНИЕ ВЕТВИ КАНАТА

2.5 РАЗРЫВНОЕ УСИЛИЕ КАНАТА

3. РАСЧЕТ БАРАБАНА

3.1 МИНИМАЛЬНЫЙ РАСЧЕТНЫЙ ДИАМЕТР БАРАБАНА

3.2 ОТНОШЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО КОНСТРУКТИВНОГО ДИАМЕТРА БАРАБАНА К ДИАМЕТРУ КАНАТА

4. РАСЧЕТ ДЛИНЫ БАРАБАНА

4.1 МИНИМАЛЬНАЯ ДЛИНА БАРАБАНА

4.2 РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ ПОДШИПНИКАМИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

5. РАСЧЕТ РЕДУКТОРА

5.1 УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ БАРАБАНА

5.2 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЕДУКТОРА

5.3 МИНИМАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ РЕДУКТОРА ПО УСЛОВИЮ ПРОЧНОСТИ

6. РАСЧЕТ ГАБАРИТОВ И МАССЫ РЕДУКТОРА

6.1 ВЫСОТА РЕДУКТОРА

6.2 ШИРИНА РЕДУКТОРА

6.3 ДЛИНА РЕДУКТОРА

6.4 МАССА РЕДУКТОРА

6.5 МАССА ДВИГАТЕЛЯ

6.6 МАССА БАРАБАНА

6.7 РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

7. КОМПОНОВКА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ТАЛИ

8. ПРОВЕРКА ДВИГАТЕЛЯ ПО ПУСКОВОМУ МОМЕНТУ

9. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

9.1 ВЫБОР ХОДОВЫХ КОЛЕС

9.1.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ МАССЫ ТЕЛЕЖКИ

9.1.2 ДАВЛЕНИЕ НА ХОДОВОЕ КОЛЕСО

9.2 РАСЧЕТ СОПОРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ

9.3 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

9.4 ВЫБОР РЕДУКТОРА

9.5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА СЦЕПЛЕНИЯ ПРИВОДНЫХ КОЛЕС С РЕЛЬСОМ ПРИ ПУСКЕ

9.6 ВЫБОР ТОРМОЗА

ЛИТЕРАТУРА

**1. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ**

Грузоподъемность m=4000 кг, скорость подъема V=0,2 м/с, высота подъема H=6м, режим нагружения L1, группа классификации механизма M2, число зубьев шестерни Z=21.

**1.1 ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ВКЛЮЧЕНИЯ**

Продолжительность включения механизма подъема груза определена в расчетах ВНИИПТМаш (1), т.2, с. 103. Приравнивая умеренный режим нагружения к среднему имеем ПВ, %:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Легкий | Средний (умеренный) | Тяжелый | Весьма тяжелый |
| 15 | 25;40 | 40 | 60 |

Принимаем ПВ 15%.

**1.2 ГРУЗОПОДЪЕМНАЯ СИЛА**



где – ускорение свободного падения.

**1.3 МОЩНОСТЬ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ**

Статическая мощность электродвигателя при продолжительности включения в час ПВ 40%, принятой в каталогах:



где – предварительное значение КПД механизма.

Мощность электродвигателя при заданном значении ПВ 15%, составит:



**1.4 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ**

Выберем электродвигатели по ближайшей большей мощности (приложение):

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип двигателя | , кВт | , об/мин |
| 4АВ132А4У3 | 5,5 | 1445 |
| 4АВ132А6У3 | 5,5 | 965 |
| 4АВ132В8У3 | 5,5 | 720 |

Расшифровка обозначения:

4 – символ соответствия стандарту МЭК;

А – асинхронный общепромышленный;

В – встраиваемый;

100 – высота вала,

А; В – длина сердечника статора (А - короткий, В - длинный);

4;6;8 – число полюсов;

У3 – климатическое исполнение (умеренный климат, неотапливаемое помещение)

**1.5 УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ**



Получим для чисел полюсов 



**2. РАСЧЕТ КАНАТНО-БЛОЧНОЙ СИСТЕМЫ**

**2.1 МИНИМАЛЬНЫЙ ДИАМЕТР БАРАБАНА**

Минимальный диаметр барабана (по средней линии каната), из условия размещения электродвигателя



где=225 мм – диаметр статора;

=19 мм – глубина воздушного зазора;

d=10…20 мм – предварительное значение диаметра каната

Примем D=320 из ряда  (допускается округлять до четного числа).

**2.2 ВОЗМОЖНЫЕ СХЕМЫ ПОЛИСПАСТОВ**



Рис.2. Схемы полиспастов.  – число полиспастов;  – кратность

**2.3 КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПОЛИСПАСТА**

,

где  – кратность полиспаста;

– КПД блока.

Получим:

;

**2.4 НАИБОЛЬШЕЕ НАТЯЖЕНИЕ ВЕТВИ КАНАТА**

Наибольшее натяжение ветви каната, указываемое в паспорте электрической тали



Имеем:



**2.5 РАЗРЫВНОЕ УСИЛИЕ КАНАТА**

Разрывное усилие каната в целом, принимаемое по сертификату (приложение)

,

где z=3.35 – минимальный коэффициент использования каната для заданной группы классификации механизма (приложение);  – наибольшее натяжение ветви каната по п. 2.4.

Выберем канат типа 

Для найденных значений  выбираем ближайшие большие значения  и соответствующие им диаметры каната  (табл.1).

Таблица 1

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |
| 12 | 11,5 | 7,51 | 1,96 | 6,57 |
| 21 | 11,5 | 7,51 | 1,99 | 6,66 |
| 31 | 9 | 4,54 | 1,34 | 4,515 |
| 22 | 9 | 4,54 | 0,99 | 3,33 |

Диаметр каната уменьшается по мере увеличения произведения zS

**3. РАСЧЕТ БАРАБАНА**

**3.1 МИНИМАЛЬНЫЙ РАСЧЕТНЫЙ ДИАМЕТР БАРАБАНА**

Минимальный расчетный диаметр барабана (по средней линии каната) из условия прочности

,

где  – коэффициент выбора диаметра барабана по ИСО (приложение), т.е. отношение диаметра барабана к диаметру каната для заданной группы классификации механизма М2;  – диаметр каната.

Получим:



**3.2 ОТНОШЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО КОНСТРУКТИВНОГО ДИАМЕТРА БАРАБАНА К ДИАМЕТРУ КАНАТА**

Отношение минимального конструктивного диаметра барабана, найденного по п.2.1 к диаметру каната



где D – диаметр барабана из условия размещения электродвигателя; – наибольшее значение диаметра каната из табл.1.

Очевидно, что число x превышает число  более, чем на 2 шага по таблице выбора диаметра каната.

«…допускается изменение коэффициента , но не более чем на 2 шага по группе классификации с соответствующей компенсацией и путем изменения величины …»

Полагаем, что возможно увеличение коэффициента  более, чем на 2 шага, однако значение  может быть снижено не более, чем на 2 шага. В нашем случае диаметр барабана увеличен более, чем на 2 шага. Уменьшим  на  шага, т.е. до значения z=3.15 и вновь выберем диаметры канатов (табл.2)

Таблица 2

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |
| 12 | 11,5 | 7,51 | 1,96 | 6,18 |
| 21 | 11,5 | 7,51 | 1,99 | 6,27 |
| 31 | 9 | 4,54 | 1,34 | 4,24 |
| 22 | 9 | 4,54 | 0,99 | 3,13 |

Вновь выбранные диаметры каната меньше, первоначальные. Это позволяет уменьшить длину барабана или увеличить его канатоемкость (высоту подъема).

**4. РАСЧЕТ ДЛИНЫ БАРАБАНА**

**4.1 МИНИМАЛЬНАЯ ДЛИНА БАРАБАНА**

Минимальная длина барабана из условия обеспечения заданной высоты подъема

,

где  – число полиспастов;

 – диаметр каната;

 – высота подъема;

 – диаметр барабана;

 – коэффициент длины ненарезанной (средней) части барабана при сдвоенном полиспасте:







Получим:



Примечание:

В скобках – число витков каната на барабане: рабочее плюс 4 (2 – неприкосновенных и 2 – для крепления конца каната). Перед скобкой – число полиспастов и шаг нарезки, равный . После скобки – длина средней, ненарезанной части барабана (для сдвоенных полиспастов).

**4.2 РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ ПОДШИПНИКАМИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ**



где  – длина петли обмотки статора;

 – расстояние между лопастью вентилятора и петлей обмотки статора;

 – расстояние между петлей обмотки статора и ступицей барабана;

 – длина посадочной части статора;

 – ширина вентилятора;

6 мм – расстояние между вентилятором и ступицей (приложение);

е – число полюсов.

Получим:



Вентиляторы обязательны для всех режимов нагружения, кроме легкого. ( – расстояние между подшипниками электродвигателя); Условие размещение барабана на электродвигателе запишется в виде:

,

где  – максимальная длина барабана;  – длина барабана, необходимая для обеспечения высоты подъема.

Имеем:



Условие размещения барабана на электродвигателе выполняется для всех вариантов.

**5. РАСЧЕТ РЕДУКТОРА**

**5.1 УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ БАРАБАНА**

,

где V=0.2м/c– скорость подъема;

 – кратность;

D – диаметр барабана.

Получим: 

**5.2 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЕДУКТОРА**

, где

 – угловая скорость электродвигателя;

 – число полюсов;

 – угловая скорость барабана;

 – кратность;

 – число полиспастов.

Отсюда имеем:

 

 

 

Задан двухступенчатый соосный редуктор. Примем интервал передаточных чисел от  до. Вариант отбрасываем. Остальные значения принимаем так, как они определены по программе «Редуктор» реализуемой на ПЭВМ (приложение).

В программу вводят число зубьев первичного вала-шестерни , совпадающего с номером задания, модуль первой ступени  и передаточное число . Модуль первой ступени находят из соотношения:

,

где 



Дано: z=18. Получим: 

Выбираем модули  из ряда:



Программа «Редуктор» соблюдает 3 условия:

1) Равенство межосевых расстояний ;

2) Отношение диаметра второго вала к диаметру первого вала составляет (по принципу равнопрочности валов);

3) Ряд модулей обеих ступеней стандартный.

**5.3 МИНИМАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ РЕДУКТОРА ПО УСЛОВИЮ ПРОЧНОСТИ**

, где

– коэффициент твердости зубьев при , ,  соответственно;

- передаточное отношение второй ступени;

 – крутящий момент на шестерни второй ступени:

,

где  – грузовой момент на барабане, тогда

.

Для  имеем:

.

Значения  полученные на ЭВМ:

;

  

;



, где

 – количество ветвей каната;

 – наибольшее натяжение ветви каната;

 – диаметр барабана.

Получим:









Определим значения межосевых расстояний и сравним их с минимальными:























**6. РАСЧЕТ ГАБАРИТОВ И МАССЫ РЕДУКТОРА**

**6.1 ВЫСОТА РЕДУКТОРА**

,

где  – коэффициент, учитывающий наличие корпуса;













**6.2 ШИРИНА РЕДУКТОРА**

Принимается равной межосевому расстоянию .

**6.3 ДЛИНА РЕДУКТОРА**











**6.4 МАССА РЕДУКТОРА**

,

где  – коэффициент заполнения объема электрической тали металлическими деталями;

 – плотность стали;









**6.5 МАССА ДВИГАТЕЛЯ**

для числа полюсов p=4;6;8 имеем m=35;34;50 кг из паспорта двигателя (приложение)

**6.6 МАССА БАРАБАНА**







**6.7 РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА**

Сведем результаты расчета в таблицу масс и определим приоритеты: на первые места поставим самые легкие варианты.

Сводная таблица масс, кг.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Число полюсов | 4 | | **6** | | | 8 | | |
| Кратность | 2 | 3 | 1 | 2 | **3** | 1 | 2 | 3 |
| Общее передаточное число | 60 | 40 | 81 | 40 | **27** | 30 | 30 | 20 |
| Редуктор | 394 | 210 | 684 | 210 | **89** | 89 | 89 | 89 |
| Двигатель | 35 | 35 | 34 | 34 | **34** | 50 | 50 | 50 |
| Барабан | 120 | 120 | 120 | 120 | **120** | 136 | 136 | 136 |
| Суммарная масса | 549 | 365 | 838 | 364 | **243** | 275 | 275 | 275 |
| Приоритет | 5 | 4 | 6 | 3 | **1** | 2 | 2 | 2 |

**7. КОМПОНОВКА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ТАЛИ**

а) наименее металлоемкого варианта;

б) варианта, позволяющего получить наибольшую высоту подъема груза (имеет наименьшее значение произведения  и несколько большую массу).

Для выбранного производят проверку электродвигателя по пусковому моменту и, в случае необходимости, возвращаются к альтернативному варианту.



Рис. Компоновка электрической тали

**8. ПРОВЕРКА ДВИГАТЕЛЯ ПО ПУСКОВОМУ МОМЕНТУ**

Условие пуска

 ,

где  – среднепусковой момент электродвигателя;

 – момент инерции ротора электродвигателя;

 – масса груза;

 – диаметр барабана;

– кратность полиспаста;

 – общее передаточное число редуктора;

 – КПД механизма;

 – КПД полиспаста;

 – грузовой момент на барабане;

 – время пуска:



где  – ускорение при пуске для грузоподъемностей ;

– скорость подъема;

коэффициент учитывает неучтенные вращающиеся массы.

Численный пример приведем для варианта 831:





>34.5 т.е. условие пуска выполняется.

**9. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ**

**9.1 ВЫБОР ХОДОВЫХ КОЛЕС**

**9.1.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ МАССЫ ТЕЛЕЖКИ**

На основании статистических данных массу тележки можно выразить зависимостью:

 ,(1)

где - масса груза.

Получим:  кг

Вес тележки:

 ,(2)

Получим: H

Вес груза:

 ,(3)

Получим: H

Вес тележки с грузом:

 H ,(4)

**9.1.2 ДАВЛЕНИЕ НА ХОДОВОЕ КОЛЕСО**

 H, (5)

Определим расстояние между боковыми роликами h из уравнения равновесия:

,(6)

где  - давление на боковой ролик.

Целесообразно принять .

Тогда получим для тележки:

,(7)

Вылет консольной тележки определится из компоновочного чертежа тележки, на котором необходимо обеспечить также размер .

Определим диаметр ходового колеса ,мм

 ,(8)

Получим: мм

Итак, выберем колесо, диаметром 250мм: диаметр внутреннего отверстия подшипника d=50мм. Значения  и d принимают по ГОСТу 24.090.09-75, а значение  в этом случае равно 0,4мм по [4], с. 276 .

**9.2 РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕДВИЖЕНИЮ**

Сила сопротивления передвижению тележки с грузом.

 ,(9)

где f – коэффициент трения качения подшипников буксы ( f=0,015) см. [4], с. 275 ;

 - коэффициент сопротивления реборды (), см. [4], с. 275 .

По формуле (9):  H

**9.3 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ**

Номинальная мощность электродвигателя механизма передвижения:

Вт, (10)

Выбираем электродвигатель 4АСE90LЕ6

**9.4 ВЫБОР РЕДУКТОРА**

Угловая скорость ходового колеса:

 ,(11).

Угловая скорость электродвигателя:

,(12).

Определим требуемое передаточное число:

,(13)

Принимаем редуктор ВКН-280 с передаточным числом

; диаметр быстроходного вала равен 25мм, масса редуктора 40 кг.

**9.5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА СЦЕПЛЕНИЯ ПРИВОДНЫХ КОЛЕС С РЕЛЬСОМ ПРИ ПУСКЕ**

 ,(14)

где - сила сцепления приводных ходовых колес с рельсами;

- сила статического сопротивления передвижению тележки без груза и без учета трения в подшипниках приводных колес;

- сила динамического сопротивления передвижению тележки без груза;

 - допускаемое значение коэффициента запаса сцепления (=1,15), [4].

При этом ,(15)

где  - коэффициент сцепления приводного ходового колеса с рельсом. Если исключено попадание влаги и масел, то ,[5] с.12.

- число приводных колес.

Имеем по формуле (15):  H

Определим :



Н, (16)

Определим :

, (17)

где  - максимально допустимое значение ускорения (замедления) тележки.

Принимая ,согласно [4], получим:

 H



Таким образом, запас сцепления при пуске достаточен.

**9.6 ВЫБОР ТОРМОЗА**

Тормозной момент определим как

, (18)

где - момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, приведенных к тормозному шкиву. Т.к. тормозной шкив установлен на быстроходном валу редуктора, вращающегося от электродвигателя, то:

, (19)

где , (20)

выберем муфту МУВП-25 с диаметром выходного вала 25мм. Момент инерции муфты   диаметр тормозного шкива 200мм.

Тогда получим:  

Коэффициент полезного действия механизма:



Время торможения:

 ,(21)

Тогда по формуле (19) получим:

 Hм

Определим статический момент сопротивления передвижению при торможении:

 Hм, (22)

По формуле (18) получим:

 Hм

На чертеже механизма передвижения укажем: “ тормоз отрегулировать на момент 10 Нм.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. ПБ10-382-00 М.: ПИО ОБТ. 2000, - 266с.
2. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана – Высшая школа, 2000, - 552с
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 томах. Т. 1. — М.: Машиностроение, 1982. — 756 с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 томах. Т. 3. — М.: Машиностроение, 1982. — 556 с.
5. Коросташевский Р.В., Нарышкин В.Н., Старостин В.Ф. и др. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина, Р.В. Корасташевского. — М.: Машиностроение, 1984. — 280 с.
6. Казак С.А., Дусье В.Е., Кузнецов Е.С. Курсовое проектирование грузоподъемных машин / Под ред. С.А. Казака. — М.: Высшая школа, 1983. — 320 с.
7. Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов ПТМ. — Минск: Высшая школа, 1983. — 352 с.
8. Яуре А.Г., Певзнер Е.М. Крановый электропривод: Справочник. — М.: Энергоиздат, 1988. — 344 с.
9. Приводы машин: Справочник / Под ред. В.В. Длоугого. — Л.: Машиностроение, 1982. — 384 с.
10. Анфимов М.И. Редукторы. Конструкции и расчет: Альбом. — М.: Машиностроение, 1993. — 464 с.
11. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. — Л.: Машиностроение, 1979. — 344 с.
12. Справочник по кранам: В 2 томах. Т. 2 / Под ред. М.И. Гохберга. — М.: Машиностроение, 1988. — 560 с.
13. Абрамович И.И., Березин В.Н., Яуре А.Г. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник – М.: Машиностроение, 1973. 472с.