**1. Техническое задание**

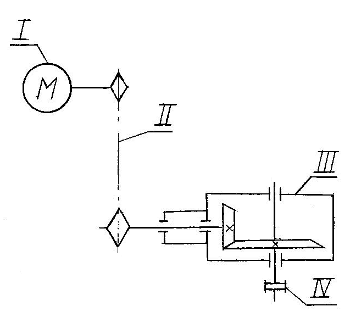
Спроектировать привод галтовочного барабана.

Мощность на ведомом звене N3=7,2 кВТ.

Частота вращения ведомого звена n3=150 об/мин.

Тип цепи – роликовая.

Срок службы привода L=5 лет.



l – Электродвигатель

ll – Цепная передача

lll – Конический одноступенчатый редуктор

4 – Муфта

Рисунок 1 – Кинематическая схема привода

**2. Энерго-кинематический расчет привода**

Определение мощности двигателя

NэдNдс



Мощность движущих сил, кВт:

Nдс=, (1)



где -КПД привода:



, (2)



где - КПД цепной передачи;



- КПД зубчатой конической передачи;



- КПД подшипниковой пары;



- КПД муфты.



Nдс= кВт



Эл. двигатели, соответствующие данной мощности представлены в таблице 1.

Таблица 1- Данные для выбора электродвигателя

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Обозначение | Мощность, кВт | Частота вращения, об/мин | Требуемое передаточное число привода, u=nдв/n3 |
| 1 | 4А132М2У3 | 11 | 2900 | 19,23 |
| 2 | 4А132М4У3 | 11 | 1460 | 9,73 |
| 3 | 4А160S6У3 | 11 | 975 | 6,5 |
| 4 | 4А160М8У3 | 11 | 730 | 4,866 |

Выбор привода с меньшим передаточным числом целесообразнее, так как позволяет уменьшить его габариты.

Выбираем электродвигатель 4А160М8У3.

Передаточное число привода:

, (3)



uзпк: 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4.

Выбираем uзпк=2,5.

Определяем передаточное число цепной передачи:

, (4)



Определяем частоту вращения звеньев, об/мин:

n1=nдв=730 об/мин

n2=n1/uцп , (5)

n2=730/1,946=375,13 об/мин

n3=n2/uзпк , (6)

n3=375,13/2,5=150,05 об/мин

Определяем крутящие моменты на соответствующих валах, Нм:

Т=Nдс/ , (7)



где - угловая скорость двигателя, рад/с:



, (8)



рад/с



Т1=8,136х103 /76,4=106,5 Нм

Т2=Т1uцп , (9)



Т2=106,51,946 Нм



Т3=Т2uзпк , (10)



Т3=196,972,5 Нм



**3. Расчет цепной передачи**

**3.1 Проектный расчет**

Определяем шаг цепи, мм:

РР= , (11)



где Кэ=1 – коэффициент режима работы;

Sp=0,25 – коэффициент шага цепи;

Кm=1 – коэффициент, учитывающий число рядов цепи;

[p]=24,2 МПа – допускаемое удельное давление в шарнирах цепи;

z1 – число зубьев ведущей звездочки:

z1=29-2uцп , (12)



z1=29-21,946=26,108



Принимаем z1=27.

Предварительное значение скорости цепи, м/с:

v=z1n1 Pp/(60000) , (13)



v=2773015/(60000)=4,93 м/с



Действительное допускаемое удельное давление в шарнирах [p]=17 МПа.

Принимаем шаг цепи Рр=15,875 мм.

Выбираем цепь ПР-15,875-2270-2: шаг Рр=15,875, ширина В=13,95 мм, Qразр=2,27 кН, масса 1 метра цепи 1 кг, диаметр валика dВ=5,08 мм, ширина внутреннего звена b3=9,65 мм, срок службы 4000 ч, nмах=900 об/мин.

Действительное значение скорости цепи, м/с:

v=2773015,875/(60000)=5,21 м/с



Определяем число зубьев ведомой звездочки:

z2=z1uцп , (14)



z2=271,946=52,54



Принимаем z2=53.

Определяем фактическое передаточкое число цепной передачи:

uф=z2 / z1 , (15)

uф=53/27=1,963

Отклонение фактического передаточного числа:

, (16)



Определяем предварительное межосевое расстояние, мм:

а=(3050)Рр , (17)



а=3015,875=476,25 мм



Проверяем частоту вращения ведущей звездочки, об/мин:

n1[n]1 , (18)



где [n]1- допускаемая частота вращения, об/мин:

[n]1=15103/Рр , (19)



[n]1=15103/15,875=944,8 об/мин



900 об/мин944,8 об/мин

Проверяем давление в шарнирах, МПа:

Рц=FtКэ/А , (20)



где Ft – окружное усилие, Н:

Ft=N1103/v , (21)



Ft=8,136103/5,21=1561,6 Н



А – площадь опрорной поверхности шарнира, мм2:

А=dВbЗ , (22)



А=5,089,65=49,022 мм2



Рц=1561,61/49,022=31,85 МПа



Рц=31,85 Мпа  [p]=17 МПа

Выбираем цепь с большим шагом ПР-19,05-3180: шаг Рр=19,05, ширина В=17,75 мм, Qразр=3,18 кН, масса 1 метра цепи q=1,9 кг, диаметр валика dВ=5,94 мм, ширина внутреннего звена b3=12,7 мм, срок службы Т=2000 ч.

Действительное допускаемое удельное давление в шарнирах [p]=21 МПа Определяем скорость цепи, м/с:

v=2719,05730/6000=6,258 м/с



Межосевое расстояние, мм:

а=3019,05=571,5 мм



Определяем число звеньев цепи:

Lц= , (23)



Lц=



Принимаем Lц=100 звеньев.

Определяем фактическое межосевое расстояние, мм:

аф= , (24)



аф= мм



Определяем длину цепи, мм:

L=Lц Рр , (25)



L=10019,05=1905 мм



Диаметр делительной окружности ведущей звездочки, мм:

dD1=Pp/sin(180/z1) , (26)

dD1=19,05/sin(180/27)=164,1 мм

Диаметр делительной окружности ведомой звездочки, мм:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

9

ЧГУ.С.КП.150404.00.00.00ПЗ

dD1=19,05/sin(180/53)=321,8 мм

Диаметр окружности выступов, мм:

De= , (27)



где к=0,7 – коэффициент высоты зуба;

=1,6 – геометрическая характеристика зацепления;



Кz1=ctg180/z – коэффициент числа зубьев.

De1= мм



De= мм



Диаметр окружности впадин, мм:

Df=dD-(d1-0,175) , (28)



где d1=11,91 – диаметр ролика шарнира цепи.

Df1=164,1-(11,91-0,175)=154,43 мм



Df=321,8-(11,91-0,175)=313,03 мм



**3.2 Проверочный расчет**

Проверяем частоту вращения ведущей звездочки, об/мин:

n1[n]1



где [n]1- допускаемая частота вращения, об/мин:

[n]1=15103/19,05=787,4 об/мин



900 об/мин787,4 об/мин

Проверка числа ударов цепи о зубья звездочек, с-1:

V[V] , (29)



где V – расчетное число ударов цепи:

V= , (30)



V= с-1



[V] – допускаемое число ударов:

[V]=508/Рр , (31)

[V]=508/19,05=26,66 с-1

V=13,14 с-1 [V]=26,66 с-1

Определяем окружное усилие, Н, по формуле 21:

Ft= Н



Проверка давления в шарнирах цепи, МПа, по формуле 20:

Рц= МПа



Рц=17,23 Мпа  [p]=21 МПа

Определение нагрузок, действующих на валы, Н:

R=КДFt+2Fr , (32)



где Fr – натяжение от провисания ведомой ветви, Н:

Fr=Кfqga , (33)



где Кf=6 – коэффициент провисания;

Fr=61,99,80,5632=62,9 Н



R=1,151300,1+262,9=1620,95 Н



Определение срока службы цепи, ч:

Тф= , (34)



где - допускаемое увеличение шага цепи, %;



ар – межосевое расстояние в шагах:

ар=а/Рр , (35)

ар=566,03/19,05=29,7

Кс – коэффициент смазки:

Кс=Ксп , (36)



где Ксп=1,8 – коэффициент, учитывающий способ смазки.

Кс=1,8/



Тф= ч



Уточненный ожидаемый срок службы, ч:

Т0= , (37)



Т0= ч

