**Содержание**

Введение

Исходные данные

1. Расчет срока службы приводного устройства

2. Выбор двигателя. Кинематический расчет привода

3. Выбор материалов зубчатых передач. Определение допустимых напряжений

4. Расчет закрытой конической зубчатой передачи

5. Расчет клиноременной передачи

6. Определение сил в зацеплении закрытых передач

7. Расчет валов

8. Предварительный выбор подшипников

9. Определение размеров муфты

Список литературы

**Введение**

В машиностроении находят широкое применение редукторы, механизмы, состоящие из зубчатых или червячных передач, выполненных в виде отдельного агрегата и служащих для передачи мощности от двигателя к рабочей машине. Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые передачи, цепную или ременную передачу.

Назначение редуктора — понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим. Механизмы, служащие для повышения угловой скорости, выполнены в виде отдельных агрегатов, называют мультипликаторы.

Конструктивно редуктор состоит из корпуса (литого, чугунного или сварного стального), в котором помещаются элементы передачи — зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д.

Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения.

Привод предполагается размещать в закрытом, отапливаемом, вентилируемом помещении, снабженным подводом трехфазного переменного тока.

Привод к горизонтальному валу состоит из цилиндрического редуктора, быстроходный вал которого соединен с двигателем ременной передачей, а на тихоходном валу располагается компенсирующая муфта.

**Исходные данные**

Тяговая сила F, 3,2 кН

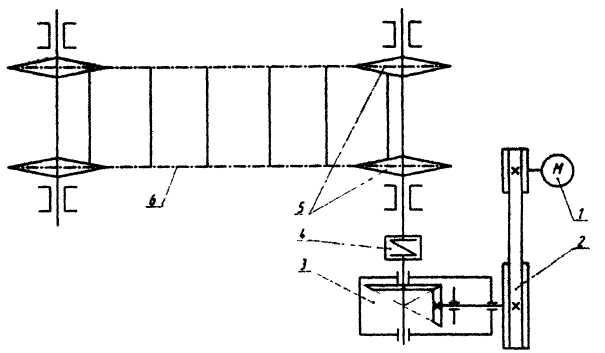
Скорость тяговой цепи v, 0,5 м/с

Шаг тяговой цепи р, 80 мм

Число зубьев звездочки z 7

Допустимое отклонение скорости цепи δ, 4 %

Срок службы привода Lr, 5 лет



**Схема 3 Привод к скребковому транспортеру исполнение 2**

1-двигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор; 4 – упругая муфта с торообразной оболочкой; 5 – ведущая звездочка конвейера; 6 – тяговая цепь.

1. **Рассчитаем срок службы приводного устройства**

Срок службы (ресурс) Lh, ч, определяем по формуле



где Lr - срок службы привода, лет; tc - продолжительность смены, ч; Lc - число смен; Кс - коэффициент сменного использования,



Определяем ресурс привода при двухсменной работе с продолжительностью смены 8 часов.

ч



Принимаем время простоя машинного агрегата 20% ресурса.

ч.



Рабочий ресурс привода принимаем 23\*103 ч.

1. **Выбор двигателя. Кинематический расчет привода**

*1). Определяем мощность и частоту вращения двигателя*

Мощность двигателя зависит от требуемой мощности рабочей машины, а его частота вращения - от частоты вращения приводного вала рабочей машины.

Определяем требуемую мощность рабочей машины

кВт



где F - тяговая сила цепи, кН, v – скорость тяговой цепи м/с.

Определяем общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:



где ηрп – КПД ременной передачи; ηзп - КПД зубчатой передачи; ηм – КПД муфты; ηп – КПД опор приводного вала;

Из таблицы берем: ηрп – 0,96; ηзп – 0,97; ηм – 0,98; ηп – 0,99;



Находим требуемую мощность электродвигателя:

кВт



Выберем двигатель серии 4А с номинальной мощностью Рном = 2,2 кВт, применив для расчета четыре варианта типа двигателя:

Таблица 1

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант | Тип двигателя | Номинальная мощность  Pном ,кВт | Частота вращения, об/мин | |
| синхронная | При нормальном режиме nном |
| 1 | 4АВ80В2У3 | 2,2 | 3000 | 2850 |
| 2 | 4АМ90L4У3 | 2,2 | 1500 | 1425 |
| 3 | 4АМ100L6У3 | 2,2 | 1000 | 950 |
| 4 | 4АМ112МА8У3 | 2,2 | 750 | 700 |

*2). Определяем передаточное число привода и его ступеней*

Находим частоту вращения приводного вала

м/с



где: v - скорость тяговой цепи м/с; z – число зубьев ведущей звездочки; р - шаг тяговой цепи, мм.

Находим общее передаточное число для каждого варианта:



Производим разбивку общего передаточного числа, принимая для всех вариантов передаточное число редуктора постоянным uзп=4



Таблица 2

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Передаточное число | Варианты | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Общее для привода u м/с | 53,17 | 26,59 | 17,72 | 13,06 |
| Цепной передачи | 13,29 | 6,65 | 4,43 | 3,23 |
| Конического редуктора | 4 | 4 | 4 | 4 |

Анализируя полученные значения передаточных чисел приходим к выводу:

а) первый вариант затрудняет реализацию принятой схемы из-за большого передаточного числа всего, привода;

б) четвертый вариант не рекомендуется для приводов общего назначения из за большой металлоемкости;

в) во втором варианте получилось большое значение передаточного числа;

г) из рассмотренных четырех вариантов предпочтительнее третий: Здесь передаточное число цепной передачи можно изменить за счет допускаемого отклонения скорости и таким образом получить среднее приемлемое значение.

Определяем максимально допустимое отклонение частоты вращения:

об/мин



Определяем допускаемую частоту вращения приводного вала приняв

, об/мин



отсюда фактическое передаточное число привода



передаточное число цепной передачи



Таким образом, выбираем двигатель 4АМ100L6УЗ (Рном = 2,2 кВт, nном = 950 об/мин); передаточные числа: привода u = 18, редуктора uзп = 4, цепной передачи uоп = 4,5

*3). Определим силовые кинематические параметры (двигателя), привода*

Расчитаем мощность при Рдв = 1,81 кВт

Быстроходный вал редуктора

кВт



Тихоходный вал редуктора

кВт



Вал рабочей машины

кВт



где Ррм – мощность рабочей машины

Расчитаем частоту вращения при nном = 950 об/мин

Быстроходный вал редуктора

об/мин



Тихоходный вал редуктора

об/мин



Вал рабочей машины

об/мин



Рассчитаем угловую скорость

Вал двигателя

1/с



Быстроходный вал редуктора

1/с



Тихоходный вал редуктора

1/с



Вал рабочей машины

1/с



Рассчитаем вращающий момент

Вал двигателя

Н\*м



Быстроходный вал редуктора

Н\*м



Тихоходный вал редуктора

Н\*м



Вал рабочей машины

Н\*м



Таблица 3

**Силовые и кинематические параметры привода**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Вал двигателя | Вал редуктора | | Вал рабочей машины |
| Быстоходн. | Тихоход. |
| Мощность  Рн, кВт | PДВ= 1,81 | P1=1,738 | P2=1,669 | Pрм=1,619 |
| Частота вращения  n, об/мин | nном=950 | n1=214,4 | n2=60,28 | nрм=60,28 |
| Угл. скорость  ω, 1/с | ωном=99,43 | ω1=22,44 | ω2=5,61 | ωрм=5,61 |
| Момент T, Н\*м | ТДВ=18,20 | Т1=76,63 | Т2=294,35 | Трм=285,58 |

1. **Выбор материалов зубчатых передач. Определение допустимых напряжений**

*1). Выбираем материал зубчатой передачи*

а) Выбираем марку стали, твердость и термообработку

- для шестерни берем сталь 40ХН, термообработка - улучшение и закалка ТВЧ, Dпред = 200 мм Sпред = 125мм; твердостью 48...53HRCЭl, (460…515 НВ2);

-для колеса берем сталь 40ХН, термообработка – улучшение, Dпред = 315 мм Sпред  = 200 мм; твердостью 235...262 НВ2;

б) Определяем среднюю твердость зубьев шестерни и колеса: для шестерни

HB1cp = (НВmin - НВmax )/2 = (460 + 515)/2 = 487,5.

для колеса

HB2cp = (НВmin - НВmax )/2 = (235 + 262)/2 = 248,5.

*2). Определяем базовые числа циклов нагружений при расчете на контактную прочность*



для шестерни



для колеса



*3). Действительные числа циклов перемены напряжений:*

- для колеса



- для шестерни



где: n2 - частота вращения колеса, мин-1; Lh - время работы передачи ч; u - передаточное число ступени.

*4). Определяем коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям*



где: NHG – базовое число циклов; N – действительное значение.

- для шестерни



- для колеса



5). Определяем число циклов перемены напряжений

- для шестерни



- для колеса



6). Определяем допустимое контактное напряжение соответствующее числу циклов перемены напряжений:

- для шестерни



- для колеса



7). Определяем допускаемое контактное напряжение:

- для шестерни

Н/мм2



Н/мм2



Так как



,



то косозубая передача рассчитывается на прочность по среднему допускаемому контактному напряжению:

Н/мм2



При этом условии соблюдается

Н/мм2



8). Определяем допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса.

а) Рассчитываем коэффициент долговечности KFL.



где NFO - число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости, NFO=4\*106 для обоих колес.

- для шестерни



- для колеса



Так как N1>NF01 и N2>NFО2, то коэффициенты долговечности KFL1=1,и KFL2=l.

б) определяем допускаемое напряжение изгиба, соответствующее числу циклов перемены напряжений NF0:

- для шестерни:



в предположении, что m<3мм;

- для колеса:



в) Определяем допускаемое напряжение изгиба:

- для шестерни



- для колеса



Таблица 4

**Механические характеристики материалов зубчатой передачи**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Марка стали | Dпред | Термооб-работка | HRCэ1ср | [σ]Н | [σ]F |
| Sghtl | HB2ср | Н/мм2 | |
| Шестерня | 40Х | 315/200 | У+ТВЧ | 50,5 | 877 | 310 |
| Колесо | 40Х | 200/125 | У | 248,5 | 514,3 | 255,95 |

*4. Расчет закрытой конической зубчатой передачи*

1). Определяем внешний делительный диаметр колеса de2, мм:



где Кнβ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями Кнβ = 1;

θН - коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес θН = 1.



Полученное значение внешнего делительного диаметра колеса de2 для нестандартных передач округляем до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров



2). Определяем углы делительных конусов шестерни и колеса:

для колеса



для шестерни



3). Определяем внешнее конусное расстояние Re, мм:

мм



4). Определяем ширину зубчатого венца шестерни и колеса:



где ψе = 0,285 - коэффициент ширины венца.



Округлить до целого числа по ряду Ra 40, b=42

5). Определяем внешний окружной модуль для прямозубых колес:



где KFβ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями KFβ =l;

- коэффициент вида конических колес. Для прямозубых.



6). Определяем число зубьев колеса и шестерни

-для колеса



-для шестерни



7). Определяем фактическое передаточное число



проверяем его отклонение от заданного u.



%



8). Определяем действительные углы делительных конусов шестерни и колеса:

-для колеса



-для шестерни



9). Выбираем коэффициент смещения инструмента для прямозубой шестерни

НВ1ср - НВ2ср = 487,5-248,5=239

Так как 239> 100,

То х1=х2 = 0.

10). Определяем внешние диаметры шестерни и колеса, мм:

Делительный диаметр шестерни



Делительный диаметр колеса



Вершины зубьев шестерни



Вершины зубьев колеса



Впадины зубьев шестерни



Впадины зубьев колеса



11). Определяем средний делительный диаметр шестерни и колеса:

-для шестерни



-для колеса



Проверочный расчет

12). Проверяем пригодность заготовок колес.

Условие пригодности заготовок колес:



Диаметр заготовки шестерни

мм



Размер заготовки колеса



Соответствует

13). Проверим контактные напряжения



где Ft - окружная сила в зацеплении, Н равная



КНα - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес и колес с круговыми зубьями; КНα = 1

KHv - коэффициент динамической нагрузки. Определяется по табл. в зависимости от окружной скорости колес м/с, и степени точности передачи



443,72≤514,3

14). Проверяем напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса:

напряжения изгиба зубьев шестерни



напряжения изгиба зубьев колеса



где: KFα - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес KFα = l; KFv - коэффициент динамической нагрузки; YFl и YF2 - коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Υβ -коэффициент, учитывающий наклон зуба; Υβ = l;

4.15. Составляем табличный ответ

Таблица 6

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Проектный расчет | | | |
| параметр | значение | параметр | значение |
| Внешнее конусное расстояние Rе | 144.308 | Внешний делительный диаметр:  шестерни dе1  колеса dе2 | 69,273  280,314 |
| Внешний окружной модуль me | 1.611 |
| Ширина зубчатого венца b | 42 | Внешний диаметр окружности вершин:  шестерни dае1  колеса dае2 | 70,401  281,087 |
| Вид зубьев | Прямозубые |
| Угол делительного конуса:  шестерни δ1  колеса δ2 | 13,8796  76,1204 | Внешний диаметр окружности впадин:  шестерни dfe1  колеса dfe2 | 65,519  279,387 |
| Число зубьев:  шестерни z1  колеса z2 | 43  174 | Средний делительный диаметр:  шестерни d1  колеса d2 | 59,367  240,229 |

*5. Расчет клиноременной передачи*

1). Выбираем сечение ремня при.

Рном = 2,2кВт nном = 950 об/мин

Выбираем участок А

2). Определяем минимально допустимый диаметр ведущего шкива dmin, мм. при Тдвиг = 18,20 Н\*м, dмин = 90 мм

3). Задаемся расчетным диаметром ведущего шкива d1 = 100 мм.



4). Определяем диаметр ведомого шкива d2, мм:



где u - передаточное число открытой передачи; ε - коэффициент скольжения ε = 0.01…0,02.

5). Определяем фактическое передаточное число uф



проверяем его отклонение от заданного



условия соблюдаются.



6). Определяем ориентировочное межосевое расстояние а, мм:



где h - высота сечения клинового ремня h = 8 мм.

, мм



7). Определяем расчетную длину ремня l мм:



Выбираем длину ремня l=1600 мм

8). Уточняем значение межосевого расстояния по стандартной длине



для облегчения надевания ремня на шкив



для натяжения ремней



9). Определяем угол обхвата ремнем ведущего шкива α1 град:



соответствует



10). Определяем скорость ремня v, м/с:



м/с



где [v] - допускаемая скорость, м/с для клиновых ремней [v] = 25м/с;

11). Определяем частоту пробегов ремня U, с-1:

с-1?  , U ≤ 30



12). Определим допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем



где - допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем. С - поправочные коэффициенты.



Ср = 1 (спокойная), Сα = 0,89, Сl = 0,95, Сz = 0,95, =0,72,



13). Определим количество клиновых ремней

шт



14). Определим силу предварительного натяжения одного клинового ремня Fo, H:

Н



15). Определим окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней Ft, H:

Н



16). Определим силы натяжения ведущей и ведомой ветвей, Н:

Ведущая ветвь

Н



Ведомая ветвь

Н



17). Определим силу давления на вал Fon, H:

Н



**Проверочный расчет**

18). Проверяем прочность одного клинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви



а) σ1 – напряжение растяжения Н/мм2

Н/мм2



б) σи – напряжение изгиба Н/мм2

, Н/мм2



где Еи =80…100 – модуль упругости при изгибе прорезиненных ремней

в) σv – напряжение центробежных сил Н/мм2

Н/мм2



Ρ = 1250…1400 кг/мм3

г) [σ]р – допустимое напряжение растяжения Н/мм2

[σ]р = 10 Н/мм2



Полученные данные занесем в таблицу

Таблица 7

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| параметр | значение | параметр | значение |
| Тип ремня | Клиновый | Число пробегов ремня  U, 1/c | 1,429 |
| Сечение ремня | 138 | Диаметр ведущего шкива d1 | 100 |
| Количество ремней z | 4 | Диаметр ведомого шкива d1 | 450 |
| Межосевое расстояние α | 320 | Максимальное напряжение σ, Н/мм2 | 9,9 |
| Длинна ремня  l | 1600 | Начальное напряжение ремня  F0 Н/мм2 | 445,55 |
| Угол охвата малого шкива  α град | 139,6 | Сила давления ремня на вал Fоп , Н | 345 |

*6. Определение сил в зацеплении закрытых передач*

Коническая с круговым зубом.

Определяем силы в зацеплении

а) окружная на колесе



окружная на шестерне



б) радиальная на шестерне



yr – коэффициент радиальной силы



радиальная на колесе



в) осевая на шестерне



yа – коэффициент осевой силы



осевая на колесе



*7. Расчет валов*

1). Рассчитаем первую ступень вала под элемент открытой передачи



где =10…20 Н/мм2, Мк – крутящий момент равный вращающему моменту на валу. Мк = Т1 или Т2 соответственно



Вал редуктора быстроходный



Вал редуктора тихоходный



Вал редуктора быстроходный

под шестерню



Вал редуктора тихоходный

под полумуфту



2) . Рассчитаем вторую ступень вала под уплотнение крышки и отверстием и подшипник



для быстроходной t = 2,5 , для тихоходной t = 2,8

– для вала шестерни быстроходной



– для колеса тихоходного



Для быстроходного



Для тихоходного



3). Рассчитаем третью ступень под шестерню, колесо



Для быстроходного



4). Рассчитаем четвертую ступень под подшипник



Для быстроходного



l4 = B l4 = 100

Для тихоходного



l4 = T l4 = 20

*8. Предварительный выбор подшипников*

312 d = 50 D = 100 В = 27 r = 3 для шариковых

7208 d = 40 D = 80 Т = 20 в = 3 l = 16 α= 14 для роликовых и конических подшипников

1. *Определение размеров муфты*

Муфта упругая с торообразующей оболочкой ГОСТ 20884-82

d1 = d = 45 D = 250

lци = 84 lци = 270

В = 0,25 D = 0.25 \* 250 = 62.5 D = 0,75 D = 187.5

δ = 0.05D = 12.5 C = 0.06D = 15

D0 = 0.5D = 125 D2 = 0.6D = 150

dст = 1.55d = 69.75

**Список используемой литературы**

1 Чернавский С.А. и др. «Проектирование механических передач». Машиностроение, М.: 1976, 1984.

2 Решетов Д.Н. Детали машин – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

3 Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов. - М.: Высшая школа, 1991.