Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования

Белорусский государственный технологический университет

Пояснительная записка

к Курсовому проекту

по дисциплине: Основы конструирования и проектирования

на тему: Привод ковшового элеватора

Выполнила

студентка 2 курса

Мороз О.С.

Минск 2005

**Введение**

Зубчатая передача (редуктор), выполненный в виде отдельного агрегата, служит для передачи мощности от двигателя к рабочей части машины.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и повышение враща-ющего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим.

Рассматриваемый редуктор состоит из корпуса (литого чугунного), в котором помещены элементы передачи – вал-шестерня, зубчатое колесо, подшипники и т.п.

Узлы соединяются между собой валами, через которые передаётся крутящий момент.

Вал, передающий крутящий момент, называется ведущим и мощность передаваемая этим валом является выходной. Вал, принимающий крутящий момент, называется ведомым.

**Задача 1. Разработка кинематической схемы машинного агрегата**

1.1 Условия эксплуатации машинного агрегата

Устанавливаем привод к ковшовому элеватору на стройплощадку. Агрегат работает на протяжении 3 лет в две смены. Продолжительность смены 8 часов, нагрузка мало меняющаяся с малыми колебаниями, режим работы реверсивный.

1.2 Срок службы приводного устройства

Срок службы Lh, ч,

Lh = 365· Lr tc Lc. (1.1)

где Lr - срок службы привода, лет; tc - продолжительность смены, ч; Lc - число смен.

Lh = 365· 3 · 8 · 2 = 17520 ч.

Принимаем время простоя машинного агрегата 15% ресурса. Тогда

Lh = 17520 · 85 / 100% = 14892 ч.

Рабочий ресурс привода принимаем Lh = 15000 ч.

Табличный ответ к задаче:

Таблица 1.1. Эксплуатационные характеристики машинного агрегата

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Место установки | Lr | Lc | tc | Lh, ч | Характер нагрузки | Режим работы |
| Стройплощадку | 3 | 2 | 8 | 15000 | С малыми колебаниями | реверсивный |

**Задача 2. Выбор двигателя. Кинематический расчет привода**

**2.1 Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя**

1. Определим мощность рабочей машины Pрм, кВт:

Ррм = F · v, (2.1)

где F — тяговая сила ленты, кН; v, — скорость ленты, м/с.

Подставляя значения в (2.1) получаем:

Ррм = 2,72 · 1000 · 0,9 = 2,45 · 1000Вт=2,45 кВт

2. Определим общий коэффициент полезного действия привода:

 = пк2 · пс · м · зп · ц

где пк, пс ,м ,зп ,ц — коэффициенты полезного действия подшипников качения (две пары), подшипников скольжения (одна пара), муфты , закрытой зубчатой передачи , цепной передачи

 =0,995 2 · 0,99 · 0,98 · 0,97 · 0,93 = 0,87 .

3. Определим требуемую мощность двигателя Рдв, кВт:

Рдв = Ррм /  (2.2)

Рдв = 2,45 / 0,87 = 2,8 кВт.

4. Определим номинальную мощность двигателя Рном, кВт:

Значение номинальной мощности выбираем по величине, большей, но ближайшей к требуемой мощности :

Рном  Рдв

Принимаем номинальную мощность двигателя Рном = 3,0 кВт, применив для расчета четыре варианта типа двигателя, представленных в табл.2.1:

Таблица 2.1. Технические данные различных типов двигателей

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вариант | Тип двигателя | Номинальная мощность Рном, кВт | Частота вращения, об / мин |
| синхронная | номинальная nном |
| 1 | 4АМ112MВ8УЗ | 3,0 | 750 | 700 |
| 2 | 4АM112MA6УЗ | 3,0 | 1000 | 955 |
| 3 | 4АМ100S4У3 | 3,0 | 1500 | 1435 |
| 4 | 4АМ90L2УЗ | 3,0 | 3000 | 2840 |

Каждому значению номинальной мощности Рном соответствует в большинстве не одно, а несколько типов двигателей с различными частотами вращения, синхронными 3000, 1500, 1000, 750 об/мин. Выбор типа двигателя зависит от типов передач, которые входят в привод, кинематических характеристик рабочей машины и производится после определения передаточного числа привода и его ступеней. При этом следует отметить, что двигатели с большой частотой вращения (синхронной 3000 об/мин) имеют невысокий рабочий ресурс, а двигатели с низкими частотами (синхронной 750 об/мин) металлоемки, поэтому их нежелательно применять без особой необходимости в приводах общего назначения малой мощности.

**2.2 Определение передаточного числа привода и его ступеней**

1. Определим частоту вращения приводного вала рабочей машины:

nрм =60 · 1000 · v / ( ¶·D)(2.3)

где v — скорость тягового органа, м/с; D — диаметр барабана, мм.

Подставляя значения в (2.3) имеем:

nрм = 60 · 1000 · 0,9 / ( 3,14·250 ) = 69,0 об / мин.

2. Определим передаточное число привода для всех приемлемых вариантов типа двигателя:

U = nном / nрм(2.4)

U 1 = 700 / 69 =10,14

U 2 = 955 / 69 =13,84

U 3= 1435/69 =20,79

U 4= 2840/69 =41,16

3. Производим разбивку общего передаточного числа, принимая для всех вариантов передаточное число редуктора постоянным Uзп = 4:

U оп = U/ U зп (2.5)

В табл. 2.2 сведены все варианты разбивки общего передаточного числа.

Таблица 2.2 Варианты разбивки передаточного числа

|  |  |
| --- | --- |
| Передаточное число | Варианты |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Общее для привода, U | 10,14 | 13,84 | 20,79 | 41,16 |
| Цепной передачи, Uоп | 2,53 | 3,46 | 5,20 | 10,29 |
| Цилиндрического редуктора, Uзп | 4 | 4 | 4 | 4 |

Из рассмотренных четырех вариантов предпочтительнее 2-й тип двигателя: 4АМ112MАУ6З (Рном = 3,0 кВт, nном = 955 об / мин).

Итак, передаточные числа для выбранного двигателя будут иметь следующие значения: U = 13,84; Uоп = 3,46 ;Uзп = 5,20 .

4. Определим максимально допустимое отклонение частоты вращения приводного вала механизма:

∆nрм = nрм · δ / 100 = 69,0 · 5 /100 = 3,45 об / мин.

5. Определим допускаемую частоту движения приводного вала элеватора, приняв ∆nрм = 1,05 об / мин:

[nрм] = nрм + ∆nрм = 69+1,05=70,05 об / мин;

отсюда фактическое передаточное число привода

Uф = nном / [nрм] = 955 / 70,05 = 13,6.

Передаточное число открытой передачи

U оп = Uф / U зп = 13,6 / 4 =3,4.

Таким образом, выбираем двигатель 4АМ112MА6УЗ c Рном = 3,0 кВт, nном = 955 об / мин); передаточные числа: привода U = 13,6, редуктора Uзп = 4, цепной передачи Uоп = 3,4.

**2.3 Определение силовых и кинематических параметров привода**

Силовые (мощность и вращающий момент) и кинематические (частота вращения и угловая скорость) параметры привода рассчитывают на валах привода из требуемой (расчетной) мощности двигателя Рдв и его номинальной частоты вращения nном при установившемся режиме. Расчеты проводятся в таблице 2.3.

Таблица 2.3. Определение силовых и кинематических параметров привода.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметр | Вал | Последовательность соединения элементов привода по кинематической схеме |
| дв - м - зп - оп - рм |
| Мощность Р, кВт | дв | Рдв = 2,8 кВт |
| Б | Р1 = Рдвмпк = 2,8 · 0,98 · 0,995 = 2,73 кВт |
| Т | Р2 = Р1зппк = 2,73 · 0,97 · 0,995 = 2,63 кВт |
| рм | Ррм = Р2цпc = 2,63 · 0,93 · 0,99 = 2,42 кВт |
| Частота вращения n, об / мин | Угловая скорость ω, 1/ с | дв | nном = 955 об/мин | ωном =100 с-1 |
| Б | n1 = nном = 955 об/мин | ω1 = ωном = 100 с-1 |
| Т | n2 = n1/Uзп = 239 об/мин | ω2 = ω1/Uзп = 25 c-1 |
| рм | nрм = n2/Uоп = 70 об/мин | ωрм = ω2/Uоп = 7,35 c-1 |
| Вращающий момент Т, Нм | дв | Тдв = Рдв · 1000 / ωном = 2800/100 = 28 Н· м |
| Б | Т1 = Тдвмпк = 28 · 0,98 · 0,995 = 27,3 Н· м |
| Т | Т2 = Т1Uзпзппк = =27,3 · 4 · 0,97 · 0,995 = 105,4 Н·м |
| рм | Трм = Т2Uццпc = =105,4 · 3,4 · 0,93 · 0,99 = 330Н·м |

Табличный ответ к задаче представлен в табл. 2.4:

Таблица 2.4. Силовые и кинематические параметры привода.

|  |
| --- |
| Тип двигателя 4АМ112MА6УЗ Рном = 3 кВт nном = 955 об/мин |
| Параметр | Передача | Вал |
| Закры-тая | Цеп-ная пере-дача | Параметр | Дв. | Редуктора | Приводной рабочей машины |
| Б | Т |
| Передаточное число, U | 4 | 3,4 | Расчет мощности Р, кВт | 2,8 | 2,73 | 2,63 | 2,42 |
| Угловая скорость ω, с-1 | 100 | 100 | 25 | 7,35 |
| КПД, η | 0,97 | 0,93 | Частота вращения n, об/мин | 955 | 955 | 239 | 70 |
| Вращающий момент Т, Н· м | 28 | 27,3 | 105,4 | 330 |

**Задача 3. Выбор материала зубчатой передачи**

**3.1 Выбираем материал зубчатой передачи**

а) По таблицам определяем марку стали: для шестерни — 40Х, твердость ≥ 45HRCэ; для колеса — 40Х, твердость ≤ 350 HB.

б) Также определяем механические характеристики стали 40Х: для шестерни твердость 45…50 HRC, термообработка — улучшение, Dпред = 125 мм; для колеса твердость 269…302 HB, термообработка — улучшение, Sпред = 80 мм.

в) Определяем среднюю твердость зубьев шестерни и колеса:

HB 1ср. = (50+45) / 2 = 47,5HRC=450 HB

HB2ср =(269+302) / 2 = 285,5НВ.

**3.2 Определяем допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни []H1 и колеса []H2:**

а) Рассчитываем коэффициент долговечности КHL:

Наработка за весь срок службы:

для колеса

N2 = 573· Lh· 2 = 573 · 15000· 25 = 214,9 · 106 циклов,

для шестерни

N1 = 573· Lh·  = 573 · 15000· 100 = 859,5 · 106 циклов.

Число циклов перемены напряжений NН0, соответствующее пределу выносливости, находим по табл. 3.3 [1, с.51] интерполированием:

Nно1= 68 · 106 циклов и Nно2 = 22,7 · 106 циклов.

Т.к. N1 > Nно1 и N2 > Nно2 , то коэффициенты долговечности KHL1 = 1 и KHL2 = 1.

б) Определяем допускаемое контактное напряжение []H соответствующее числу циклов перемены напряжений Nно: для шестерни

[]но1 = 14 HRC ср. +170=14·47,5 +170=835 Н/мм2

для колеса

[]но2 = 1,8· HB 2ср +67 = 1,8 · 285,5 + 67 = 580,9 Н/мм2

в) Определяем допускаемое контактное напряжение:

для шестерни []н1= KHL1· []но1= 1 · 835 = 835 Н/мм2,

для колеса []н2 = KHL2· []но2 = 1 · 580,9 = 580,9 Н/мм2.

Т.к. HB1ср - HB2ср > 70 и HB2ср =285,5<350HB, то значение []н рассчитываем по среднему допускаемому значению из полученных для шестерни и колеса:

[]н =0,45([]н1+[]н2) = 637,2 Н/мм2.

При этом условие []н < 1.23· []н2 соблюдается.

**3.3 Определяем допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни []F1 и колеса []F2.**

а) Рассчитываем коэффициент долговечности KFL.

Наработка за весь срок службы : для шестерни N1 = 859,5 · 106 циклов, для колеса N2= 214,9 · 106 циклов.

Число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости, NF0 = 4· 106 для обоих колес.

Т.к. N1 > NF0 и N2 > NF0, то коэффициенты долговечности KFL1 = 1 и KFL2 = 1.

б) По табл. 3.1 /1/ определяем допускаемое напряжение изгиба, соответствующее числу циклов перемены напряжений NF0:

для шестерни []Fo1= 310 Н/мм2 , в предположении, что m<3 мм;

для колеса []Fo2 =1,03· HB2ср=1,03 · 285,5 = 294 Н/мм2

в) Определяем допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни []F1= KFL1· []Fo1= 1 · 310 = 310 Н/мм2,

для колеса []F2= KFL2· []Fo2= 1 · 294 = 294 Н/мм2.

Т.к. передача реверсивная, то []F уменьшаем на 25%: []F1 = 310 · 0,75 = 232,5 Н/мм2; []F2 = 294 · 0,75 = 220,5 Н/мм2.

Табличный ответ к задаче представлен в табл. 3.1:

Таблица3.1. Механические характеристики материалов зубчатой передачи.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Марка стали | Dпред | Термообработка |  HB | 1ср | []H | []F |
| Sпред | HB2ср | Н/мм2 |
| Шестерня | 40Х | 125 | У | 450 | 835 | 232,5 |
| Колесо | 40Х | 80 | У | 285,5 | 580,9 | 220,5 |

**Задача 4. Расчет зубчатых передач редуктора**

**4.1 Расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи**

Проектный расчет

1. Определяем главный параметр — межосевое расстояние аW, мм:

Производим определение межосевого расстояния аW, мм по формуле:

aw= Kнβ Ka (U+1) 3√(T2 103 )/(a U2 []2H), (4.1)

где а) Ка — вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач Ка = 43;

б) ψa = b2 / aw — коэффициент ширины венца колеса, равный 0,28...0,36 — для шестерни, расположенной симметрично относительно опор в проектируемых нестандартных одноступенчатых цилиндрических редукторах. Примем его равным 0,32;

в) U — передаточное число редуктора (см. табл.2.4.);

г) Т2 — вращающий момент на тихоходом валу редуктора, Н· м (см. табл.2.4.);

д) []Н - допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом или среднее допускаемое контактное напряжение, []Н = 637,2 Н/мм2;

е) КН — коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев КН = 1.

aw= 43· ( 4 + 1)· 3√( 105400 / ( 0,32 · 4 2· 637,2 2)· 1 = 79,6 мм.

Полученное значение aw округляем до 80 мм.

2. Определяем модуль зацепления m, мм:

m ≥ 2 Km T2 103/(d2 b2 []F) ,(4.2)

где а) Кm — вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач Кm = 5,8;

б) d2 = 2 aw U / (U+1) ,(4.3)

где d2 — делительный диаметр колеса, мм;

d2=2· 80 · 4 /( 4 +1)= 128 мм;

в) b2 = aaW — ширина венца колеса, мм:

b2 = 0,32 · 80 = 25,6 мм.

Полученное значение b2 округляем до 26 мм.

г) []F — допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, []F = 294 Н/мм2;

m = 2· 5,8 · 105,4 · 103/( 128,0 · 25,6 · 294 ) = 1,3 мм.

m = 1,5мм

3. Определяем угол наклона зубьев min для косозубых передач:

min = arcsin(3,5 m / b2),(4.4)

min = arcsin(3,5· 1,5 / 25,6) = 11,834 °

4. Определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса для косозубых колес:

z = z1 + z2 = 2 aw cos min / m,(4.5)

z = 2· 80 · cos(11,834 °)/ 1,5 = 104,4

Округляем полученное значение в меньшую сторону до целого числа:

z = 104

5. Уточняем действительную величину угла наклона зубьев для косозубых передач:

 = arccos(z m / (2 aw)),(4.6)

 =arccos( 104 · 1,5/(2· 80) = 12,83857 °.

6. Определяем число зубьев шестерни:

z1 = z / (U + 1),(4.7)

z1 = 104 / (4 + 1) ≈ 21.

7. Определяем число зубьев колеса:

z2 = zΣ – z1 = 104 - 21 = 83

8. Определяем фактическое передаточное число Uф:

Uф = z2 / z1,(4.8)

Uф = 83 / 21 = 3,95.

Проверяем отклонение фактического передаточного числа от заданного U:

U = |Uф - U| / U · 100 % =|3,95 - 4| / 4 100 % =1,25 % ≤ 4 %.

9. Определяем фактическое межосевое расстояние для косозубых передач:

aw = (z1 + z2) m / (2 cos ).(4.9)

Подставляя в (4.9) получаем:

aw = (21 + 83) · 1,5/(2 · cos 12,83857 °) = 80 мм.

10. Основные геометрические параметры передачи представлены в табл. 4.1:

Таблица 4.1. Расчет основных геометрических параметров передачи.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметр | Шестерня | Колесо |
| Диаметр, мм | делительный | d1 = m z1 / cos = = 2 · 21 / cos 12,83857 °= =32,31мм | d2 = m z2 / cos  = =2 · 83 / cos 12,83857 °= = 127,69мм |
| вершин зубьев | da1 = d1 + 2 m = =32,31 + 2 · 1,5 = 35,31мм | da2 = d2 + 2 m = =127,69 + 2 ·1,5 = 130,69 |
| впадин зубьев | df1 = d1 - 2,4 m = =32,31 - 2,4 · 1,5 = 28,71мм | df2 = d2 - 2,4m == 127,7 - 2,4 · 1,5= 124,09 |
| Ширина венца, мм | b1 = b2 + (2..4) = 30мм | b2 = aaW = 26мм |

4.2 Проверочный расчет

Проверяем межосевое расстояние:

aw = (d1 +d2)/2 = (32,31 + 127,69) / 2 ≈ 80 мм.(4.10)

Проверяем пригодность заготовок колес:

Условие пригодности заготовок колес: Dзаг  Dпред; Sзаг  Sпред. Диаметр заготовки шестерни

Dзаг = dа1 + 6 мм = 35,31 + 6 = 41,31 мм.

Толщина диска заготовки колеса Sзаг = b2 + 4 мм = 26 + 4 = 30 мм. Dпред = 125 мм, Sпред = 80 мм. 41,31<125 и 30 < 80, следовательно, условие выполняется.

13. Проверяем контактные напряжения σн, Н / мм2:

H = K√Ft(Uф + 1) KH K K / (d2 b2) ≤ []H.(4.11)

где а) К  вспомогательный коэффициент, равный 376;

б) Ft = 2 T2 103 / d2 - окружная сила в зацеплении, Н:

Ft = 2 · 105,4 · 1000 / 127,69 = 1650,87 H;

в) КН  коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для косозубых колес КН определяется по графику на рис. 4.2 /1/ в зависимости oт окружной скорости колес v м/с, и степени точности передачи (табл. 4.2 /1/). Окружная скорость колес определяется по формуле

*v* = 2 d2 /(2· 103) = 25 · 127,69 / (2 · 1000) ≈ 1,6 м/с.(4.12)

Данной окружной скорости соответствует 9-я степень точности передачи. По указанной степени точности передачи и окружной скорости определяем коэффициент КH = 1,114 ;

г) КHυ  коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (табл. 4.3 /1/), равный 1,022 .

Подставив все известные значения в расчетную формулу (4.11), получим:

H = 376 · √1650,87 · (3,95 + 1) · 1,114 · 1 · 1,022 /(127,69 · 26) = 629,4 Н / мм2.

14. Проверяем напряжения изгиба зубьев шестерни σF1 и колеса σF2, Н/мм2:

F2 = YF2 Y Ft KF KF KFv / ( b2 m ) ≤ []F2 ,(4.13)

F1 = F2 YF1 / YF2 ≤ []F1 ,(4,14)

где a) m — модуль зацепления, мм; b2 — ширина зубчатого венца колеса, мм; Ft — окружная сила в зацеплении, Н;

б) KFa — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для косозубых колес КFa зависит от степени точности передачи. КFa = 1;

в) КF — коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев колес КF = 1;

г) КF — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (см. табл. 4.3 /1/), равный 1,058 ;

д) YF1 и YF2 — коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Для косозубых определяются в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни

z*v*1 = z1 / cos3 21 / 0,92686 = 22,7 (4.15)

и колеса

z*v*2 = z2 / cos2 83 / 0,92686 = 89,5 (4.16)

где  — угол наклона зубьев;

YF1 = 3,959 и YF2 = 3,600;

е) Y = 1 - / 140 = 1 – 12,83857 / 140 = 0,9083 — коэффициент, учитывающий наклон зуба;

ж) []F1 и []F2 — допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса, Н/мм2.

Подставив все значения в формулы (4.13 - 4.14), получим:

F2 = 3,60 · 0,91 · 1650,87 · 1 · 1 · 1,058 /(26 ·1,5) = 146,46 ≤ F2

F1 = 146,46 · 3,959 / 3,60 = 161 ≤ F1

15. Составим табличный ответ к задаче 4:

Таблица 4.2 Параметры зубчатой цилиндрической передачи, мм

|  |
| --- |
| Проектный расчет |
| Параметр | Значение | Параметр | Значение |
| Межосевоерасстояние aw | 80 | Угол наклоназубьев  | 12,83857 |
| Mодуль зацепления m | 1,5 | Диаметрделительнойокружности: |  |
| Шириназубчатого венца: |  |
| шестерни b1 | 30 | шестерни d1 | 32,31 |
| колеса b2 | 26 | колеса d2 | 127,69 |
| Число зубьев: |  | Диаметрокружностивершин: |  |
| шестерни z1 | 21 | шестерни da1 | 35,31 |
| колеса z2 | 83 | колеса da2 | 130,69 |
| Вид зубьев | косые | Диаметрокружностивпадин: |  |
| шестерни df1 | 28,71 |
| колеса df2 | 124,09 |
| Проверочный расчет |
| Параметр | Допускаемые значения | Расчетныезначения | Примечание |
| Контактные напряжения H, Н/мм2 | 637,2 | 629,4 | Недогрузка 1,22% |
| Напряжения изгиба, Н/мм2 | F1 | 232,5 | 161 | Недогрузка 30% |
| F2 | 220,5 | 146,46 | Недогрузка 33,5% |

**Задача 5. Расчет открытой передачи**

5**.1 Расчет открытой цепной передачи**

1. Определяем шаг цепи р, мм:

p = 2,83√T1 103 Kэ/(vz1[pц]) , (5.1)

где а) Т1 *-* вращающий момент на ведущей звездочке,Т1 = 105,4 Н· м;

б) Кэ — коэффициент эксплуатации, который представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи:

Кэ= Кд Кс К Крег Кр (5.2)

где Кд — коэффициент динамичности нагрузки, Кд = 1;

Кс — коэффициент, учитывающий способ смазывания, Кс = 1;

K— коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту, C = 1;

Kрег — коэффициент, учитывающий способ регулировки межосевого расстояния, Крег =1;

Kр — коэффициент, учитывающий режим работы, Кр =1,25;

Кэ = 1 · 1 · 1 · 1 · 1,25 = 1,25

в) z1 - число зубьев ведущей звездочки

z1 = 29 - 2u, (5.3)

где u — передаточное число цепной передачи, u = 3,4;

z1 = 29 - 2 · 3,4 = 22,2.

Полученное значение округляем до целого нечетного числа (z1= 23 ), что в сочетании с нечетным числом зубьев ведомой звездочки z2 и четным числом звеньев цепи *l*p обеспечит более равномерное изнашивание зубьев и шарниров;

г) [pц] — допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм2, зависит от частоты вращения ведущей звездочки и ожидаемого шага цепи, который принимается равным из промежутка р = 19,05..25,4 мм. Учитывая это получаем [pц] = 25,5 Н/мм2;

д)  — число рядов цепи. Для однорядных цепей типа ПР = 1;

p = 2,83√ 105,4 · 1000 · 1,25 /(1 · 23 · 25,5) = 17,02 мм,

Полученное значение шага р округляем до ближайшего стандартного

р = 19,05 мм.

2. Определим число зубьев ведомой звездочки z2:

z2 = z1 u , (5.4)

z2 = 23 · 3,4 = 78,2,

Полученное значение z2 округляем до целого нечетного числа (z2 = 79 ). Для предотвращения соскакивания цепи максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничено: z2  120.

3. Определим фактическое передаточное число uф и проверим его отклонение u:

uф = z2 / z1,(5.5)

u = |uф –u| /u· 100% . (5.6)

Подставляя в значения в формулы (5.5 - 5.6), получим

uф = 75 / 23 = 3,43;

u = |3,43 - 3,4|/3,4 · 100% = 1 % ≤ 4 %.

4. Определяем оптимальное межосевое расстояние а, мм:

Из условия долговечности цепи а = (30...50) р = 40 · 19,05 = 762 мм,

где р — стандартный шаг цепи.

Тогда ар = а/р = 30...50 = 40 — межосевое расстояние в шагах, мм.

5. Определяем число звеньев цепи *l*р:

*l*p = 2 ap + (z2 + z1) / 2 + [(z2 - z1) / 2]2 / ap, (5.7)

*l*p = 2 · 40 + (102) / 2 + [(79 - 23) / (2 · 3,14)] 2 / 40 = 133.

Полученное значение *l*p округляем до целого четного числа (*l*p =132).

6. Уточняем межосевое расстояние арв шагах:

ap = 0,25 {*l*p - 0,5(z2 + z1) + √[*l*p - 0,5(z2 + z1)]2 - 8[(z2 - z1) / (2 )]2}, (5.8)

ap = 0,25 · { 132 - 0,5 · (102) + √[132 - 0,5 · (102)] 2 - 8 · [( 79 - 23) / (2 · 3,14)] 2} = =39,5

7. Определяем фактическое межосевое расстояние а*,* мм:

а = ар р , (5.9)

a = 39,5 · 19,05 = 752,5 мм.

Значение а не округляем до целого числа. Так как ведомая (свободная) ветвь цепи должна провисать примерно на 0,01а, то для этого при монтаже передачи надо предусмотреть и возможность уменьшения действительного межосевого расстояния на 0,005а. Таким образом, монтажное межосевое расстояние ам = 0,995а.

8. Определяем длину цепи *l*, мм:

*l* = *l*р p , (5.10)

*l* = 132 · 19,05 = 2514,6 мм.

Полученное значение *l* не округляют.

9. Определяем диаметры звездочек, мм.

Диаметр делительной окружности ведущей звездочки d∂1, мм:

d∂1= p /sin(180°/ z1), (5.11)

d∂1 = 19,05 / sin(180 /23) = 140 мм;

диаметр делительной окружности ведомой звездочки d∂2, мм:

d∂2= p /sin(180°/ z2), (5.12)

d∂2 = 19,05 / sin(180 /79) = 480 мм;

диаметр окружности выступов ведущей звездочки De1, мм:

De1 = p(K + Kz1 - 0,31 / ), (5.13)

диаметр окружности выступов ведомой звездочки De2, мм:

De2 = p(K + Kz2 - 0,31 / ), (5.14)

где К = 0,7 — коэффициент высоты зуба; Kz *—* коэффициент числа зубьев:

Kz1 = ctg(180°/z1) = ctg( 180°/23) = 7,28 — ведущей звездочки,

Kz2 = ctg(180°/z2) = ctg(180°/ 79) = 25,14 — ведомой звездочки;

= р / d1 — геометрическая характеристика зацепления (здесь d1 — диаметр ролика шарнира цепи), =19,05 / 5,94 = 3,21

Подставив значения в формулы (5.13 - 5.14), получим

De1 = 19,05 · (0,7 + 7,28 - 0,31/3,21) = 150,2 мм,

De2 = 19,05 · (0,7 + 25,14 - 0,31/3,21) = 490,4 мм,

диаметр окружности впадин ведущей звездочки Di1:

Di1 = d∂1 - (d1 - 0,175 √ d∂1) , (5.15)

Di1 = 140 - (5,94 - 0,175· √140) = 136,1 мм,

диаметр окружности впадин ведомой звездочки Di2:

Di2 = d∂2 - (d1 - 0,175 √ d∂2) , (5.16)

Di2 = 480 - (5,94 - 0,175· √480) = 477,9 мм

Проверочный расчет

10. Проверяем частоту вращения меньшей звездочки n1 об/мин:

n1  [n]1, (5.17)

где n1 — частота вращения тихоходного вала редуктора, об/мин (на этом валу расположена меньшая звездочка);

[n]1 = 15000 / p = 15000 / 19,05 = 787,4 об/мин — допускаемая частота вращения.

239 ≤ 787,4 .

11. Проверяем число ударов цепи о зубья звёздочек U, c-1:

U [U], (5.18)

где U = 4 z1 n1 / (60 *l*p) = 4 · 23 · 239 / (60 · 132) = 2,78 c-1— расчетное число ударов цепи;

[U] = 508 / p = 508 / 19,05 = 26,667 c-1 —допускаемое число ударов.

2,78 ≤ 26,667 .

12. Определяем фактическую скорость цепи *v*, м/с:

23 · 19,05 · 239 /60000 = 1,74 м/с. (5.19)

13. Определяем окружную силу, передаваемую цепью Ft, Н:

Ft = Р1· 103/*v* , (5.20)

где Р1 — мощность на ведущей звездочке кВт; *v*, м/с .

Ft = 2,63 · 1000/1,74 = 1511,5 H.

14. Проверяем давление в шарнирах цепи pц, Н/мм2:

pц = Ft Kэ / A < [pц], (5.21)

а) А — площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм2:

A = d1 b3, (5.22)

где d1 и b3 — соответственно диаметр валика и ширина внутреннего звена цепи, мм;

б) допускаемое давление в шарнирах цепи [рц ]уточняют соответствии с фактической скоростью цепи *v* м/с. [рц ] = 25,5 Н/мм2

А = 5,94 · 12,7 = 75,4 мм2,

pц = 1511,5 · 1,25 / 75,4 = 25 Н/мм2 ≤ 25,5 Н/мм2

15. Проверяем прочность цепи. Прочность цепи удовлетворяется соотношением S[S],где [S] — допускаемый коэффициент запаса прочности для роликовых (втулочных) цепей; S—расчетный коэффициент запаса прочности,

S = Fp / (Ft Kд + F0 + F) , (5.23)

где a) Fp – разрушающая нагрузка цепи, Н, зависит от шага цепи р, Fp = 31800 H;

б) Ft – окружная сила, передаваемая цепью, Н; Кд – коэффициент, учитывающий характер нагрузки

в)Fo — предварительное натяжение цепи от провисания; ведомой ветви (от ее силы тяжести), Н,

Fo = Kf q a g, (5.24)

где Кf =3 – коэффициент провисания; a – межосевое расстояние, м; q = 1,9 – масса 1 м цепи, кг/м; g =9,81 м/с2 – ускорение свободного падения.

г) F — натяжение цепи от центробежных сил, Н; F = q *v*2 ,

где *v —* фактическая скорость цепи, м/с.

F = 1,9 · 1,74 2 = 5,75 Н,

Fo = 3 · 1,9 · 0,7525 · 9,81 = 42,01 H,

S = 31800 / (1511,5 · 1 + 42,01 +5,75) = 20,4

[S] = 8,156; 20,4 ≥ 8,156 - зн. условие выполняется.

16. Определение силы давления цепи на вал Fоп, Н:

Fоп = kвFt + 2Fo, (5.25)

где kв = 1,05 – коэффициент нагрузки вала,

Fоп = 1,05 · 1511,5 + 2 · 42,01 = 1671,2 H.

Таблица 5.1 Параметры цепной передачи, мм

|  |
| --- |
| Проектный расчет |
| Параметр | Значение | Параметр | Значение |
| Тип цепи | ПР-19,05-3180 | Диаметрделительнойокружностизвездочек: |  |
| Шаг цепи р | 19,05 | ведущей d∂1 | 140 |
| Межосевоерасстояние а | 752,5 | ведомой d∂2 | 480 |
| Длина цепи *l* | 2514,6 | Диаметрокружностивыступовзвездочек : |  |
| Число звеньев *l*t | 132 | ведущей De1 | 150,2 |
| Число зубьевзвездочки: |  | ведомой De2 | 490,4 |
| ведущей z1 | 23 | Диаметрокружностивпадин звездочек |  |
| ведомой z2 | 79 | ведущей Di1 | 136,1 |
| Сила давленияцепи на вал Fоп, H | 1671,2 | ведомойDi2 | 477,9 |
| Проверочный расчет |
| Параметр | Допускаемоезначение | Расчетноезначение | Примечание |
| Частота вращенияведущейзвездочки n1, об/мин | 787 | 239 | Недогрузка 70% |
| Числоударов цепи U | 27 | 3 | Недогрузка 88,8% |
| Коэффициентзапасапрочности s | 8,156 | 20,4 | - |
| Давлениев шарнирахрц, Н / мм2 | 25,5 | 25 | Недогрузка 2% |

**Задача 6. Нагрузки валов редуктора**

Редукторные валы испытывают два вида деформации — изгиб и кручение. Деформация кручения на валах возникает под действием вращающих моментов, приложенных со стороны двигателя и рабочей машины. Деформация изгиба валов вызывается силами в зубчатом зацеплении закрытой передачи и консольными силами со стороны открытых передач и муфт.

**6.1 Определение сил в зацеплении закрытых передач**

Значения сил приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1 Силы в зацеплении закрытой передачи

|  |  |
| --- | --- |
| Силы в зацеплении | Значение силы, Н |
| на шестерне | на колесе |
| Окружная | Ft1 = Ft2 = 1650,8 H | Ft2 = 2 T2 · 103/d2 = =2 · 105,4 · 1000 / 127,69 = 1650,8 H |
| Радиальная | Fr1 = Fr2 = 616,2 H | Fr2 = Ft2 tg  / cos  = =1650,8 · tg20 / cos 12,83857 = 616,2 H |
| Осевая | Fa1 = Fa2 = 376,2 H | Fa2 = Ft2 tg  = =1650,8 · tg 12,83857 = 376,2 H |

6.2 Определение консольных сил

Значения консольных сил приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2 Консольные силы

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вид открытойпередачи | Характер силы | Значение силы,Н |
| цепнаяпередача | Радиальная | Fоп = [kв] F + 2 F0 =1671,2 Н |
| муфта | Радиальная | Fм1 = 50√Т1..125√Т1 =1000 Н |

**Задача 7. Проектный расчет валов. Эскизная компоновка редуктора**

Основными критериями работоспособности проектируемых редукторных валов являются прочность и выносливость.

Они испытывают сложную деформацию — совместное действие кручения, изгиба и растяжения (сжатия). Но так как напряжения в валах от растяжения небольшие в сравнении с напряжениями от кручения и изгиба, то их обычно не учитывают.

**7.1 Выбор материала валов**

В проектируемых редукторах рекомендуется применять термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х. В качестве материала применяем термически обработанную сталь 40Х со следующими механическими характеристиками:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|   | В | -l | F |
| Н / мм2 |
| Шестерня | 900 | 410 | 232,5 |
| Колесо | 900 | 410 | 220,5 |

**7.2 Выбор допускаемых напряжений на кручение**

Проектный расчет валов выполняется по напряжениям кручения (как при чистом кручении), т. е. при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений и переменность напряжений во времени (циклы напряжений). Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчета опускаемые напряжения на кручение применяют заниженными: [t]к = 10...20 Н/мм2.

При этом меньшие значения [t]к — для быстроходных валов, большие — для тихоходных.

**7.3 Определение геометрических параметров ступеней валов**

Редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, количество и размеры ступеней которого зависят от количества и размеров установленных на вал деталей.

Определяем расчетные ориентировочные геометрические размеры каждой ступени вала, мм.

Результаты вычислений представлены в табл. 7.1.

Таблица 7.1 Определение размеров ступеней валов одноступенчатого редуктора

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Ступень вала | Вал-шестерня цилиндрическая | Вал колеса |
| 1-я | d1 = 3√(Mk · 103 / 0,2[t]k) ==3√(27300/(0,2 · 15) = 20 мм | d1 = 3√(Mk · 103 / 0,2[t]k) == 3√(105400/(0,2 · 20) = 30 мм |
| под элементоткрытойпередачи илиполумуфту | l1 = 1,5 · d1 = 30 мм | l1 = 1,3 · d1 = 40 мм |
| 2-я | d2 = d1 + 2t ==20 + 2 · 2,2 = 24,4≈ 25мм | d2 = d1 + 2t == 30 + 2 · 2,2 = 34,4 ≈ 35 мм |
| под уплотнениекрышки сотверстием иподшипник | l2 = 1,5 d2 = 1,5 · 25 == 36 мм | l2 = 1,25 d2 = 1,25 · 35 = 44 мм |
| 3-я | d3 = d2 + 3,2r ==25 + 3,2 · 1,6 = 30 ммd3 =28 мм | d3 = d2 + 3,2r = 35 + 3,2 · 2,5 = =42 мм |
| под шестерню, колесо | l3 – определяем графически на эскизной компоновке |
| 4-я | d4 = d2 = 25мм | d4 = d2 = 35 мм |
| под подшипник | l4 = 28 мм | l4 = 34 мм |

**7.4 Предварительный выбор подшипников качения**

Выбор наиболее рационального типа подшипника для данных условий работы редуктора весьма сложен и зависит от целого ряда факторов: передаваемой мощности редуктора, типа передачи, соотношения сил в зацеплении, частоты вращения внутреннего кольца подшипника, требуемого срока службы, приемлемой стоимости, схемы установки. По табл. 7.2 /1/ выбираем подшипники для валов.

Для быстроходного вала выбираем роликовые конические однорядные подшипники типа 7205 со схемой установки 3 (враспор).

Для тихоходного вала выбираем роликовые конические однорядные подшипники легкой серии типа 7207 со схемой установки 3 (враспор).

**7.5 Эскизная компоновка редуктора**

Составляем после вычерчивания эскизной компоновки табличный ответ к задаче (см. табл. 7.2).

Таблица 7.2 Параметры ступеней валов и подшипников

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вал | Размеры ступеней, мм | Подшипники |
| d1 | d2 | d3 | d4 | Типо-раз-мер | dxDxB(Т), мм | Динамическаягрузо-подъем-ность Сr, кН | Статическаягрузо-подъем-ность С0r, кН |
| l1 | l2 | l3 | l4 |
| Б | 20 | 25 | 28 | 25 | 7205 | 25x52x16,5 | 23,9 | 17,9 |
| 30 | 36 | 68 | 28 |
| Т | 30 | 35 | 42 | 34 | 7207 |  35x72x18,5 | 35,2 | 26,3 |
| 40 | 44 | 68 | 34 |

**Задача 8. Проверочный расчет подшипников**

Проверочный расчет предварительно выбранных в задаче 7 подшипников выполняется отдельно для быстроходного и тихоходного валов. Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности Сrр, Н, с базовой Сr, Н, или базовой долговечности L10h, ч, (L10, млн. оборотов), с требуемой Lh, ч, по условиям:

Crp ≤ Cr и L10h ≥ Lh.

Базовая динамическая грузоподъемность подшипника Сr представляет собой постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник может воспринять при базовой долговечности L10h, составляющей 106 оборотов внутреннего кольца.

**8.1 Определение пригодности подшипников на быстроходном валу**

Проверить пригодность подшипника 7205 быстроходного вала.

Осевая сила в зацеплении Fa= 376,2 Н. Реакции в подшипниках

Rr1= 856,3 H; Rr2= 912,2 H.

Характеристика подшипников: Сr= 23,9 кН; С0r= 17,9 кН; Х=0,40, V=1,0 , Кб=1,1, КT=1. Требуемая долговечность подшипников Lh= 15 ∙103 ч.

1. Определяем составляющие радиальных реакций:

Rs1=0,83еRr1=0,83·0,36·856,3=255,86 Н

Rs2=0,83еRr2 =0,83·0,36·912,2=272,56 Н

2.Определяем осевые нагрузки подшипников

Так как Rs1< Rs2 и Fa > Rs2- Rs1 , то Rа1 = Rs1=255,86 Н,

Rа2= Rа1+ Fa =255,86 +376,2=632 Н

3. Определяем соотношения:

Ra1/(VRr1) =255,86/(1· 856,3) =0,29

Ra2/(VRr2) = 632 / (1 · 912,2) = 0,69

4. По соотношениям Ra1/(VRr1)<е и Ra2/(VRr2)>е выбираем соответствующие формулы для определения RЕ

RE1=VRr1КбКТ =1 ·856,3· 1,1·1=942 Н

RE2 = (X V Rr2 + Y Rа2) Kб Kт =(0,4 · 1 · 912,2 + 1,67 · 632) · 1,1 · 1 = 1562Н

5. Производим расчет динамической грузоподъемности по формуле:

Сrp = RE2m√60 · n · Lh/( а1·106 · а23)= 1562 · 3,33√60 · 955 · 15· 103/( 0,7· 106)= =13217,5 H < Сr =23900 H — подшипник пригоден.

6. Рассчитываем долговечность подшипника:

L10h = (а1·106 · а23 /(60· n)) · (Сr / RE2)3,33 = 106 · 0,7·( 23900 / 1562) 3,33 / (955 · 60) = =105 > 15000 ч. — подшипник пригоден.

8.2 Определение пригодности подшипников на тихоходном валу.

Проверить пригодность подшипника 7207 тихоходного вала.

Осевая сила в зацеплении Fa= 376,2 Н. Реакции в подшипниках

Rr1= 1019,5 H; Rr2= 4102,5 H.

Характеристика подшипников: Сr= 35,2 кН; С0r= 26,3 кН; Х=0,40, V=1,0 , Кб=1,1, КT=1. Требуемая долговечность подшипников Lh= 15 ∙103 ч.

1. Определяем составляющие радиальных реакций:

Rs1=0,83еRr1=0,83·0,36·1019,5=313 Н

Rs2=0,83еRr2 =0,83·0,36·4102,5=1260 Н

2.Определяем осевые нагрузки подшипников

Так как Rs1< Rs2 , то Rа1 = Rs1=313 Н,

Rа2= Rа1+ Fa =313 +376,2=689,2 Н

3. Определяем соотношения:

Ra1/(VRr1) =313/(1· 4102,5) =0,076

Ra2/(VRr2) = 689,2 / (1 · 1019,5) = 0,67

4. По соотношениям Ra1/(VRr1)<е и Ra2/(VRr2)>е выбираем соответствующие формулы для определения RЕ

RE1=VRr1КбКТ =1 ·1019,5· 1,1·1=1121 Н

RE2 = (X V Rr2 + Y Rа2) Kб Kт =(0,4 · 1 · 4102,5 + 1,62 · 689,2) · 1,1 · 1 = =3033,3Н

5. Производим расчет динамической грузоподъемности по формуле:

Сrp = RE2m√60 · n · Lh/( а1·106 · а23)= 3033,3 · 3,33√60 · 239 · 15· 103 /( 0,7· 106 )= =16940 H < Сr =35200 H — подшипник пригоден.

6. Рассчитываем долговечность подшипника:

L10h = (а1·106 · а23 /(60· n)) · (Сr / RE2)3,33 = 106 · 0,7·( 35200 / 3033,3) 3,33 / (239 · 60) = =171·103 > 15000 ч. — подшипник пригоден.

Таблица 8.1Основные размеры и эксплуатационные характеристики подшипников

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Подшипник | Размеры dDВ, мм | Динамическая грузоподъемность, Н | Долговечность, ч |
| принят предварительно | выбран окончательно | Сrp | Cr | L10h | Lh |
| Б | 7205 | 7205 | 25x52x16,5 | 13217,5 | 23900 | 100000 | 15000 |
| Т | 7207 | 7207 | 35x72x18,5 | 16940 | 35200 | 171000 | 15000 |

**Задача 9. Конструктивная компоновка привода**

**9.1 Конструирование зубчатого колеса**

В проектируемом приводе зубчатое колесо редуктора изготавливаем ковкой. Ступицу колеса располагаем симметрично относительно обода.

Определяем параметры обода зубчатого колеса, приведенные в таблице 10.1:

Таблица 9.1 Параметры зубчатого колеса

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Элемент колеса | Параметр | Значение, мм |
| Обод | Диаметр | da = 130 |
| Толщина | S = 2,2 m + 0,05 b2 == 2,2 ∙ 1,5 + 0,05 ∙ 26= 4,6=5 |
| Ширина | b2 = 26 |
| Ступица | Диаметр внутренний | d = d3 =42 |
| Диаметр внешний | dст = 1,55 d = 1,55 ∙ 42 = 65 |
| Толщина | dст ≈ 0,3 d = 0,3 ∙ 42 = 13 |
| Длина | lст = 1,2· d = 1,2∙ 42 = 50 |
| Диск | Толщина | C = 0,5(S + dст) == 0,5 (5 + 13) = 9 |
| Радиус закруглений и уклон | R≥6°, g≥7° |

**9.2 Конструирование валов**

Из-за небольших размеров редуктора и очень малых погрешностей при расчете валов в задаче 7, размеры валов не изменились.

**9.3 Конструирование подшипниковых узлов**

Обе опоры конструируются одинаково, каждый подшипник предотвращает движение вала в одну сторону.

Достоинства:

1. Возможность регулировки подшипников;

2. Простота конструкции опор;

Недостатки:

1. Вероятность защемления тел качения;

2. Более жесткие допуски на размеры.

Но все-таки данная схема установки (враспор) наиболее распространена и предпочтительна.

**9.4 Конструирование корпуса редуктора**

Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передачи, защиты их от загрязнения, организации системы смазки, а также восприятия сил возникающих, в зацеплении редукторной пары, подшипниках, открытой передаче. Наиболее распространенный способ изготовления корпусов литье из серого чугуна (например, СЧ 15).

Форма корпуса определяется в основном технологическими, эксплуатационными и эстетическими условиями с учетом его прочности и жесткости.

Габаритные размеры корпуса определяются размерами расположенной в корпусе редукторной пары и кинематической схемой редуктора.

Толщина стенок корпуса редуктора и ребер жесткости принимаются одинаковыми:

δ=1,8(Т2)¼=1,8(105,4)¼= 6мм

Толщину стенки принимаем равной 7 мм (δmin=6).

**9.5 Смазывание. Смазочные устройства**

Смазывание зубчатых зацеплений и подшипников применяется в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибрации.

**9.5.1 Смазывание зубчатого зацепления**

а) Способ смазывания. Для редукторов общего назначения применяют непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом.

б) Выбор сорта масла. Зависит от значения расчетного контактного напряжения в зубьях σн и фактической окружной скорости колес υ. В проектируемом редукторе применяем для смазки смазочное масло И-Г-С-100.

в) Определение количества масла. Объем масляной ванны Vм определяем из расчета ~0,5 ... 0,8 л масла на 1кВт передаваемой мощности: Vм=(0,4..0,8)∙2,8≈2,24 дм3.

Необходимое количество масла примем равным 4 л.

г) Определение уровня масла. Определяется по формуле:

hм=(0,1…0,5)d1=3мм

д) Контроль уровня масла. Уровень масла, находящегося в корпусе, контролируется круглым маслоуказателем в стенке корпуса редуктора.

е) Слив масла. Для слива масла в корпусе предусматривается сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической резьбой .

**9.5.2 Смазывание подшипников**

Смазывание подшипников качения в проектируемом приводе производится жидкими материалами из картера в результате разбрызгивания масла колесами, образования масляного тумана и растекания масла по валам.

**Задача 10. Проверочные расчеты**

**10.1 Проверочный расчет шпонок**

Призматическая шпонка тихоходного вала под колесом подлежит проверке на смятие.

Параметры шпонки: 12x8x34.

Условие прочности на смятие:

см = 2Т/( Aсм · d) ≤ [см], (11.1)

где Т — крутящий момент на тихоходном валу ; Асм – площадь смятия;

Асм = (0,94 h - t1) lр, (11.2)

где lр = l – b = 34 – 12 = 22 мм – рабочая длина шпонки; t1 = 5 мм; h = 8 мм;

Асм = (0,94 · 8 – 5) · 22 = 55,44 мм2,

см = 2 · 105,4 · 103/ (40 · 55,44) = 95 Н/мм2 ≤ []см = 190 Н/мм2

Призматическая шпонка выходного конца тихоходного вала также подлежит проверке на смятие.

Параметры шпонки: 10x8x26.

lр = l – b = 26 – 10 = 16 мм; t1 = 5 мм; h = 8 мм;

Асм = (0,94 · 8 – 5) · 16 = 40,32 мм2,

σсм = 2 · 105,4 · 103/ (30 · 40,32) = 174,3 Н/мм2 ≤ [σ]см = 190 Н/мм2

**10.2 Проверочный расчет стяжных винтов подшипниковых узлов**

Стяжные винты рассчитывают на прочность по эквивалентным напряжениям на совместное действие растяжения и кручения экв, Н/мм2:

экв = 1,3 Fp / A ≤ [], (11.3)

где Fp — расчетная сила затяжки винтов, обеспечивающая нераскрытие стыка под нагрузкой, Н,

Fp = [Кз (1 - х) + х] Fв, (11.4)

Fв = 0,5; Ry = 0,5 · 2804,5 = 1402,25 Н — сила, воспринимаемая одним стяжным винтом, Н, где Ry — большая из реакций в вертикальной плоскости в опорах подшипников тихоходного вала, Н.

х — коэффициент основной нагрузки, х = 0,27;

Кз — коэффициент затяжки, Кз = 1,5;

Fp = [1,5 · (1 - 0,27) + 0,27] · 1402,25 = 1914,07 H;

A — площадь опасного сечения винта, мм2:

А =  dp2 / 4, (11.5)

dp ≈ d2 - 0,94 p — расчетный диаметр винта; р — шаг резьбы, р = 1,75мм; d2 — наружный диаметр винта, d2 = 12 мм.

dp ≈ 12 - 0,94 · 1,75 = 10,355 мм,

А = 3,14 · 10,3552 / 4 = 84,17 мм2.

[] — допускаемое напряжение при неконтролируемой затяжке, [] = 0,25 ·  = 0,25· 300 = 75 H/мм2.

экв = 1,3 ·1914,07 / 84,17 = 30 ≤ 75 H/мм2

**10.3 Проверочный расчет валов**

Проверочный расчет валов на прочность выполняют на совместное действие изгиба и растяжения.

Условие прочности:

S ≥ [S], (11.6)

где [S]= 1,5 — допускаемое значение коэффициента запаса прочности.

1. Определим напряжения в опасных сечениях быстроходного вала:

а = М·103/ Wнетто, (11.7)

a = Мкр·103/ (2·Wρнeтто ), (11.8)

где — a и a амплитуда напряжения и цикла соответственно;

М — суммарный изгибающий момент в рассматриваемом опaсном сечении,

Н · м;

Мкр — крутящий момент, Н · м;

Wнетто — осевой момент сопротивления сечения вала, мм3;

Wρнетто — полярный момент инерции сопротивления сечения вала, мм3;

а = 70,7· 1000 / 2195,2 = 32,2 Н / мм2,

a = 3 Н / мм2.

2. Определим коэффициент концентрации нормальных и касательных напряжений для расчетного сечения вала:

(K)D = K / Kd + KF – 1, (11.9)

(K)D = K / Kd + KF – 1, (11.10)

где К и K — эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

Kd — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

КF — коэффициент влияния шероховатости;

(K)D = 1,65 / 0,73 + 1, 5 - 1 = 2,76

(K)D = 1,45/ 0,73 + 1,5 - 1 = 2,49

3. Определяем пределы выносливости в расчетном сечении вала, Н / мм2:

(-1)D=  -1 / (K)D = 410 / 2,76 = 148,55 Н / мм2,

( -1)D =  -1 / (K)D = 0,58  -1 / (K)D = 0,58 · 410 / 2,49 = 95,5 Н / мм2,

где —  -1 и -1 пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, Н/мм2.

4. Определим коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

s = (-1)D / a = 148,55 / 32,2 = 4,61,

s = (-1)D / a = 95,5 / 3 = 31,83.

5. Определим общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении:

s = s s /√s2 + s2 = 4,61 · 31,83 / √4,61 2 + 31,83 2 = 4,56 ≥ [S] = 1,5.

6. Рассмотрим опасное сечение на 2-й ступени быстроходного вала

а = 70,7·1000 / 1562,5 = 45,25 Н / мм2,

a = 70,7·1000 / (2·0,2·15625) = 11,3 Н / мм2.

7. Определим коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

s = (-1)D / a = 148,55 / 45,25 = 3,28,

s = (-1)D / a = 95,5 / 11,3 = 8,45.

8. Определим общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении:

s = s s /√s2 + s2 = 3,28·8,45 / √3,28 2 + 8,45 2 = 3,06 ≥ [S] = 1,5.

9. Определим напряжения в опасных сечениях тихоходного вала:

а = 102 · 1000 / 0,1 · 74088 = 13,8 Н / мм2,

a = 104,8 · 1000 / (2 · 0,2 · 74088) = 3,5 Н / мм2.

10. Определим коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

s = (-1)D / a = 148,55 / 13,8 = 10,76

s = (-1)D / a = 95,5 / 3,5 = 27,3

11. Определим общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении:

s = s s /√s2 + s2 = 10,76 · 27,3 / √10,76 2 + 27,3 2 = 10 ≥ [S] = 1,5.

12. Определим напряжения в опасных сечениях тихоходного вала на 2-й ступени:

а = 102 · 1000 / 4287,5 = 23,8 Н / мм2,

a = 104,8 · 1000 / (2 · 0,2 · 42875 ) = 6,1 Н / мм2.

13. Определим коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

s = (-1)D / a = 148,55 / 23,8 = 6,24

s = (-1)D / a = 95,5 / 6,1 = 15,65

14. Определим общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении:

s = s s /√s2 + s2 = 6,24 · 15,65 / √6,24 2 + 15,65 2 = 5,8 ≥ [S] = 1,5.

Таблица 10.1 Результаты проверочных расчетов

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Детали | Напряжение, Н/мм2 | Детали | Коэффициент запаса прочности |
| расчетное  | допускаемое [] | pасчетный s | допуска-емый s |
| Шпонки | Т | 174,3 | 190 | Вал | Б | 4,56 | 1,5 |
| Т | 95 | 190 | Б | 3,06 | 1,5 |
| Стяжные винты | 30 | 75 | Т | 10 | 1,5 |
| Т | 5,8 | 1,5 |

**Задача 11. Технический уровень редуктора**

Технический уровень целесообразно оценивать количественным параметром, отражающим отношение затраченных средств и полученного результата. «Результатом» является вращающий момент Т2, Н·м. Мерой затраченных средств является масса редуктора m, кг.

**11.1 Определение массы редуктора**

Масса редуктора определяется по формуле:

m = φ∙r ∙V·10-9, (12.1)

где φ – определяем по графику 12.1 [1, с.263] (φ = 0,465);

r — плотность чугуна (r = 7400 кг/м3);

V – условный объем редуктора:

V = LxBxH = 258x170x197 = 8640420 мм3.

m = 0,465∙7400∙8640420∙10 -9 = 29,7 кг.

11.2 Определение критерия технического уровня редуктора

 = m / T2 , (12.2)

где Т2 – вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м.

 = 29,7 / 105,4 = 0,282

Полученные данные представляем в виде табл. 12.1.

Таблица 11.1 Технический уровень редуктора

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип редуктора | Масса m, кг | Момент Т2, Н·м | Критерий  | Вывод |
| Цилиндрический | 29,7 | 105,4 | 0,282 | Технический уровень низкий; редуктор морально устарел |

**Литература**

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. М., 1991
2. Иванов М.Н. Детали машин. М., 1984