Исходные данные для проектирования

Выходная мощность Рвых = 1,1 кВт; число оборотов выходного вала nвых = 35; режим работы – тяжелый; срок службы привода – 3 года (рабочих дней – 300, одна смена длится 8 часов, число смен работы – 3); передаточное число редуктора Uр = 14; первая ступень редуктора – прямозубая; разработать рабочий чертеж большего шкива клиноременной передачи.

1. Выбор электродвигателя (ЭД) и расчет основных параметров для всех ступеней передачи

1) Мощность на валу электродвигателя передается всем приводом, состоящим из клиноременной передачи и редуктора. Ее значение определяем по потребной мощности:



где Р – требуемая мощность электродвигателя, кВт

Рвых – требуемая мощность на выходном валу привода, кВт

ηобщ – общий КПД привода,



где η12, η34, η56 – КПД первой, второй и третьей ступени привода соответственно.

В соответствии с рекомендациями с. 3 [1] принимаем:

η12 = 0,96

η34 = η56 = 0,98

Тогда:



кВт



По табл. 1.1 (с. 4, [1]) принимаем асинхронный короткозамкнутый обдуваемый двигатель 4А80В4У3 с синхронной частотой вращения 1500 об/мин, мощностью Рдв = 1,5 кВт и асинхронной частотой 1415 об/мин.

2) Передаточное число привода определяется из выражения:



где nдв – асинхронная частота вращения вала ЭД, об/мин

nвых – заданная частота вращения выходного вала привода, об/мин.

Тогда:



Передаточное число клиноременной передачи:



3) Общее передаточное число редуктора определяется из выражения:



где UБ – передаточное число первой (быстроходной) ступени редуктора,

UТ – передаточное число второй (тихоходной) ступени редуктора.

По рекомендациям табл. 1.4 (с. 8, [1]) принимаем:



Принимаем UТ = 3,5.

Тогда:



Тогда:

– разбивка произведена точно.



4) Определяем расчетные параметры для ступеней привода.

Расчетная мощность на валах привода определяется по формулам:

РI = Рдв; РII = РI⋅η12; РIII = РII⋅η34; РIV = РIII⋅η56

где Рдв – мощность на валу электродвигателя, кВт;

η12, η34, η56, – КПД соответствующих ступеней привода.

Частота вращения валов привода определяется из соотношений:

nI = nдв; ; ;



где nдв – асинхронная частота вращения вала привода, об/мин;

n I – IV – частоты вращения соответствующих валов привода, об/мин.

Крутящие моменты на валах привода определяются по формуле:

, Н⋅м,



где Р – мощность, передаваемая валом, кВт;

n – частота вращения вала, об/мин.

Все расчеты по вышеприведенным формулам сведем в таблицу 1.1.

Таблица 1.1

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер вала | КПД ступени привода | | Мощность на валу Р, кВт | Передаточное число U | | Частота вращения вала, об/мин | Крутящий момент на валу, Н⋅м |
| I | 0,96 | - | 1,5 | 2,89 | - | 1415 | 10,1 |
| II | 0,98 | 1,44 | 4 | 490 | 28,1 |
| III | 0,98 | 1,41 | 3,5 | 122,5 | 110 |
| IV | - | 1,38 | - | 35 | 376,5 |

2. Расчет зубчатых передач редукторов

2.1 Расчет тихоходной ступени редуктора

Расчет зубчатых передач нашего редуктора начинаем с расчета тихоходной ступени, поскольку в соосных редукторах она нагружена больше, нежели быстроходная ступень.

Суммарное время работы привода в часах определяется по формуле:



где Lгод – срок службы привода, лет;

С – число смен работы привода;

300 – количество рабочих дней в году;

8 – число рабочих часов за одну смену.

Тогда:

ч.



Выбор термической обработки заготовок

По табл. 2.2 (с. 10, [1]) выбираем материал для изготовления зубчатых колес – сталь 12ХН3А. Принимаем твердость рабочих поверхностей зубьев > НВ 350. В этом случае зубья во время работы не прирабатываются и обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса не требуется. Выбираем термообработку – улучшение + цементация + закалка. Твердость поверхности HRC 56…63, сердцевины НВ 300…400.

Определение механических свойств материалов зубчатых колес и допускаемых напряжений

1. Средние значения твердостей зубьев:



1. Предельные характеристики материалов:

σВ = 1000 МПа, σТ = 800 МПа (см. табл. 2.2, [1]).

1. Допускаемые напряжения для расчета передачи на контактную выносливость:



(см. табл. 2.5, [1]).

В этих формулах:

σОН – длительный предел контактной выносливости

МПа (см. табл. 2.6, [1]);



SН – коэффициент безопасности, SН = 1,2 (см. табл. 2.6, [1]).

Тогда:

МПа.



NНО – число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости; NНО = 200⋅106 (рис. 2.1, [1]);

NНЕ – эквивалентное число циклов перемены напряжений для расчета на контактную выносливость:



КНЕ – коэффициент приведение; при тяжелом режиме работы КНЕ = 0,5 (табл. 2.4, [1]);

NΣ – суммарное число циклов перемены напряжений



где ni – частота вращения i-го зубчатого колеса.

Для шестерни: NΣ1 = 60⋅21600⋅122,5 = 158,8⋅106 циклов

Для колеса: NΣ2 = 60⋅21600⋅35 = 45,4⋅106 циклов

Таким образом,

циклов



циклов



Так как NНЕ1 < NНО и NНЕ2 < NНО, то:

МПа



МПа



В качестве принимаем меньшее из и , т.е.  = 1330 МПа.



Предельное допускаемое напряжение определим по формуле:

МПа



Условие < выполняется.



1. Допускаемое напряжение для расчета передачи на изгибную выносливость:



(см. табл. 2.5, [1]).

В этих формулах:

σОF – длительный предел изгибной выносливости

МПа (см. табл. 2.6, [1]);



SF – коэффициент безопасности, SF = 1,55 (см. табл. 2.6, [1]).

Тогда:

МПа.



NFЕ – эквивалентное число циклов перемены напряжений для расчета на изгибную выносливость:



КFЕ – коэффициент приведение; при тяжелом режиме работы КFЕ = 0,2 (табл. 2.4, [1]);

Таким образом,

Для шестерни: циклов



Для колеса: циклов



Так как NFЕ1 > 4⋅106 циклов и NFЕ2 > 4⋅106 циклов, то принимаем NFЕ1 = NFЕ2 = 4⋅106 циклов.

Тогда:

МПа



Так как МПа (табл. 2.6, [1]), то условие < выполняется.



Определение коэффициента нагрузки

По рекомендациям стр. 21 и 24 ([1]) принимаем для 7–9 степени точности зубчатых колес и соосной схемы редуктора:

* коэффициент нагрузки при расчете на контактную выносливость  = 1,75;



* коэффициент нагрузки при расчете на изгибную выносливость  = 1,8.



Проектирование зубчатой передачи

1. Определение предварительного значения межосевого расстояния производим по формуле:

, мм



Здесь: Т2 – номинальный вращающий момент на валу колеса, Н⋅м;

U – передаточное число;

КН – коэффициент расчета на контактную выносливость;

ψba – коэффициент ширины зубчатых колес передачи, ψba = 0,4 (см. табл. 2.9 с. 18, [1]);

– допускаемое напряжение при расчете на контактную выносливость, МПа.



Тогда:

мм



По табл. 3.2 (с. 22, [1]) принимаем аw = 100 мм.

1. Определение рабочей ширины зубчатых колес.

Рабочая ширина колеса: мм (в соответствии с ГОСТ 6636–69).



Ширина шестерни: b1 = b2 + (2…4) = 40 + 4 = 44 мм. По ГОСТ 6636–69 принимаем b1 = 45 мм.

1. Определение ориентировочного значения модуля производим по формуле:

m = (0,01…0,02)⋅аw = 1,0…2,0 мм.

По табл. 3.3 (с. 22, [1]) принимаем m = 2 мм.

1. Суммарное число зубьев:



1. Число зубьев зубчатых колес:

шестерни , принимаем z1 = 22



колеса = 100 – 22 = 78



1. Определяем фактическое значение передаточного числа:



Ошибка: % = 1,4% < 4%, что допустимо.



Проверка зубьев на выносливость при изгибе

1. Проверка колеса на выносливость при изгибе производится по формуле:



где YF2 – коэффициент, учитывающий форму зуба колеса.

По табл. 3.4 (с. 25, [1]) для несмещенных колес YF2 = 3,6.

Тогда:

МПа < МПа



1. Напряжение в опасном сечении зуба шестерни:



где YF1 – коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни.

По табл. 3.4 (с. 25, [1]) для несмещенных колес YF1 = 3,9.

Тогда:

МПа < МПа



Определение основных параметров зубчатого зацепления

1. Диаметры делительных окружностей:

мм



мм



Проверка: мм – равенство выполняется.



1. Диаметры окружностей вершин:

мм



мм



1. Диаметры окружностей впадин:

мм



мм



Силы, действующие в зацеплении

1. Окружная сила:

Н



1. Радиальная сила:

Н



2.2 Расчет быстроходной ступени редуктора

Выбор термической обработки заготовок

Для уменьшения сортамента материала, применяемого при изготовлении редуктора, для изготовления зубчатых колес быстроходной ступени редуктора применяем ту же сталь, что и тихоходной ступени редуктора, а именно сталь 12ХН3А с цементацией после улучшения и закалки.

Определение механических свойств материалов зубчатых колес и допускаемых напряжений

1. Средние значения твердостей зубьев:



(см. выше)



1. Предельные характеристики материалов:

σВ = 1000 МПа, σТ = 800 МПа (см. табл. 2.2, [1]).

1. Допускаемые напряжения для расчета передачи на контактную выносливость:



(см. табл. 2.5, [1]).

В этих формулах:

σОН – длительный предел контактной выносливости

МПа (см. табл. 2.6, [1]);



SН – коэффициент безопасности, SН = 1,2 (см. табл. 2.6, [1]).

Тогда:

МПа.



NНО – число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости; NНО = 200⋅106 (рис. 2.1, [1]);

NНЕ – эквивалентное число циклов перемены напряжений для расчета на контактную выносливость:



КНЕ – коэффициент приведение; при тяжелом режиме работы КНЕ = 0,5 (табл. 2.4, [1]);

NΣ – суммарное число циклов перемены напряжений



где ni – частота вращения i-го зубчатого колеса.

Для шестерни: NΣ1 = 60⋅21600⋅490 = 635⋅106 циклов

Для колеса: NΣ2 = 60⋅21600⋅122,5 = 158,8⋅106 циклов

Таким образом,

циклов



циклов



Так как NНЕ1 > NНО, то и NНЕ1 = NНО = 200⋅106, и тогда:

МПа



МПа



В качестве принимаем меньшее из и , т.е.  = 1330 МПа.



МПа.



Условие < выполняется.



1. Допускаемое напряжение для расчета передачи на изгибную выносливость:



(см. табл. 2.5, [1]).

В этих формулах:

σОF – длительный предел изгибной выносливости

МПа (см. табл. 2.6, [1]);



SF – коэффициент безопасности, SF = 1,55 (см. табл. 2.6, [1]).

Тогда:

МПа.



NFЕ – эквивалентное число циклов перемены напряжений для расчета на изгибную выносливость:



КFЕ – коэффициент приведение; при тяжелом режиме работы КFЕ = 0,2 (табл. 2.4, [1]);

Таким образом,

Для шестерни: циклов



Для колеса: циклов



Так как NFЕ1 > 4⋅106 циклов и NFЕ2 > 4⋅106 циклов, то принимаем NFЕ1 = NFЕ2 = 4⋅106 циклов.

Тогда:

МПа



Так как МПа (табл. 2.6, [1]), то условие < выполняется.



Определение коэффициента нагрузки

1. Определяем коэффициент ширины быстроходной ступени по формуле:



где U – передаточное число быстроходной ступени, U = 4;

аw – межосевое расстояние, полученное при расчете тихоходной ступени, аw = 100 мм;

КН – коэффициент концентрации нагрузки при расчете на контактную выносливость. По рекомендациям на с. 21 ([1]), КН = 1,75;

Т2 – крутящий момент на валу шестерни быстроходной ступени, Т2 = 110 Н⋅м.

Подставляя значения в формулу, получаем:



Принимаем ψba = 0,2 (см. рекомендации с. 26, [1]).

Коэффициент нагрузки на изгибную выносливость принимаем по рекомендациям на с. 24 ([1]) КF = 1,8.

Проектирование зубчатой передачи

1. Межосевое расстояние получаем из расчета тихоходной ступени редуктора:

аw = 100 мм.

1. Определение рабочей ширины зубчатых колес.

Рабочая ширина колеса: мм. По ГОСТ 6636–69 принимаем b2 = 20 мм.



Ширина шестерни: b1 = b2 + (2…4) = 20 + 2 = 22 мм (в соответствии с ГОСТ 6636–69).

1. Определение ориентировочного значения модуля производим по формуле:

m = (0,01…0,02)⋅аw = 1,0…2,0 мм.

По табл. 3.3 (с. 22, [1]) принимаем m = 2 мм.

1. Суммарное число зубьев:



1. Число зубьев зубчатых колес:

шестерни , принимаем z1 = 20



колеса = 100 – 20 = 80



1. Определяем фактическое значение передаточного числа:



Проверка зубьев на выносливость при изгибе

1. Проверка колеса на выносливость при изгибе производится по формуле:



где YF2 – коэффициент, учитывающий форму зуба колеса.

По табл. 3.4 (с. 25, [1]) для несмещенных колес YF2 = 3,6.

Тогда:

МПа < МПа



1. Напряжение в опасном сечении зуба шестерни:



где YF1 – коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни.

По табл. 3.4 (с. 25, [1]) для несмещенных колес YF1 = 3,9.

Тогда:

МПа < МПа



Определение основных параметров зубчатого зацепления

1. Диаметры делительных окружностей:

мм



мм



Проверка: мм – равенство выполняется.



1. Диаметры окружностей вершин:

мм



мм



1. Диаметры окружностей впадин:

мм



мм



Силы, действующие в зацеплении

1. Окружная сила:

Н



1. Радиальная сила:

Н



3. Проектирование ременной передачи

Ременная передача – это вид механической передачи, осуществляемой при помощи ремня, натянутого на шкивы. Передача крутящего момента происходит посредством силы трения, возникающей между шкивами и ремнем при его натяжении.

Клиноременная передача – частный случай ременной передачи с ремнем в сечении трапецеидальной формы (клиновых). Благодаря повышенному сцеплению со шкивами, обусловленному эффектом клина, несущая способность клиновых ременных передач выше, чем плоскоременных. Поэтому в нашем курсовом проекте мы будем использовать передачу с клиновым ремнем.

3.1 Расчет ременной передачи

1. Выбираем сечение ремня.

По графику рис. 11 ([2]) выбираем ремень сечением А с размерами (см. табл. 1, [2]): Wр = 11 мм, W = 13 мм, Т0 = 8 мм, площадью сечения А = 81 мм2, масса одного метра длины ремня = 0,105 кг/м, минимальный диаметр ведущего шкива dmin = 90 мм.

1. Определяем диаметры шкивов.

С целью увеличения рабочего ресурса передачи принимаем d1 > dmin. Из стандартного ряда ближайшее большее значение d1 = 100 мм. Расчетный диаметр ведомого (большего) шкива:



где ξ – коэффициент скольжения, ξ = 0,01;

U – передаточное число клиноременной передачи, U = 2,89 (см. раздел 1 КП).

Тогда:

мм



Округляем d2 до ближайшего стандартного значения. Тогда: d2 = 280 мм.

Уточняем передаточное число клиноременной передачи:



Отличие от заданного передаточного числа:

% = 2,1% < 5%, что допустимо.



3) Межосевое расстояние ременной передачи:

мм



мм



Принимаем промежуточное стандартное значение а = 300 мм.

4) Определяем расчетную длину ремня:



мм



Ближайшее стандартное значение по табл. 1 ([2]): Lр = 1250 мм.

5) Уточняем межосевое расстояние:



где мм



мм



Тогда:

мм



Принимаем ауточн = 315 мм.

6) Для установки и замены ремней предусматриваем возможность уменьшения а на 3% (т.е. на 0,03⋅315 = 9,5 мм). Для компенсации удлинения ремней во время эксплуатации предусматриваем возможность увеличения а на 5,5% (т.е. на 0,055⋅315 = 17,3 мм).

7) Определяем угол обхвата ремнями ведущего шкива:



8) Для определения числа ремней определяем коэффициенты: угла обхвата Сα = 0,91 (табл. 6, с. 22, [2]); длины ремня СL = 0,96 (табл. 8, с. 23, [2], Lр = 1250 мм); режима работы Ср = 1,6 (табл. 10, с. 24, [2], режим тяжелый, число смен работы – три); числа ремней Сz = 0,95 (табл. 4, с. 20, [2], приняв ориентировочно z = 2…3).

По табл. 7 (с. 22, [2]) находим номинальную мощность Р0 = 1,494 кВт, передаваемую одним ремнем сечением А с расчетной длиной Lр = 2240 мм, при d1 = 100 мм, Uуточн = 2,83 и n1 = 1415 об/мин.

Определяем расчетную мощность, передаваемую одним ремнем:

кВт.



Определяем число ремней:



Принимаем число ремней z = 2.

9) Окружная скорость ремней:

м/с



10) Начальное натяжение каждой ветви одного ремня:

Н



где θ = 0,105 – коэффициент центробежных сил (табл. 11, с. 24, [2]).

11) Силы, действующие на валы и опоры:

Н



12) Средний рабочий ресурс принятых ремней:

ч



где Тср = 2000 ч (ресурс работы ремней по ГОСТ 1284.2–89);

К1 = 0,5 – коэффициент для тяжелого режима работы;

К2 = 1 – коэффициент климатических условий.

13) Суммарное число ремней zΣ, необходимое на весь срок службы привода Lпр = 21 600 ч:

шт.



14) По результатам расчетов принят:

Ремень А – 1250 Ш ГОСТ 1284.1–80 – ГОСТ 1284.3–80.

3.2 Конструирование шкива

В соответствии с заданием необходимо сконструировать ведомый (больший) шкив.

Эскиз шкива приведен на рис. 2.

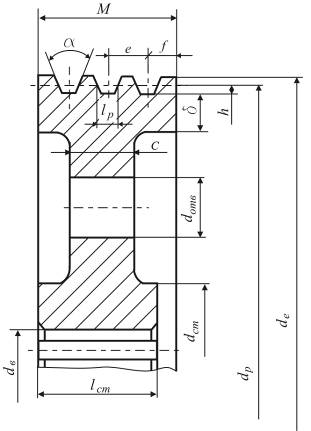


Рис. 2 Эскиз шкива ременной передачи

Для ремня сечением А по табл. 12 (с. 27, [2]) выбираем размеры профиля канавок шкива: f = 10 мм, е = 15 мм, lр = 11 мм, h = 8,7 мм, b\* = 3,3 мм.

С учетом того, что количество ремней z = 2, конструктивно ширина шкива получается равной 35 мм:

мм



По ГОСТ 6636–69 принимаем М = 36 мм.

В соответствии с расчетом диаметр шкива dр = d2 = 280 мм.

Наружный диаметр шкива мм.



Принимаем для изготовления шкива чугун СЧ 15 ГОСТ 1412–85.

Толщина обода δ для чугунного шкива:

мм



Принимаем δ = 10 мм.

Внутренний диаметр обода шкива:

мм



Толщина диска шкива:

мм



Принимаем С = 14 мм.

Диаметр вала:

мм



По конструктивным соображениям принимаем dв = 22 мм.

Диаметр ступицы для чугунных шкивов:

мм



Принимаем dст = 36 мм.

Длина ступицы:

мм



По конструктивным соображениям принимаем lст = 36 мм.

Для снижения массы шкивов и удобства транспортировки в диске выполним 6 отверстий диаметром dотв = 20 мм. Диаметр окружности, на котором выполняем отверстия, принимаем равным 206 мм (по конструктивным соображениям).

Для передачи вращающего момента от шкива на ведущий вал редуктора предусматриваем шпоночное соединение. Поскольку диаметр вала = 22 мм, то принимаем шпонку (прил. 2, с. 57 [2]) сечением b×h = 6×6 мм при стандартной глубине паза ступицы t2 = 2,8 мм (общая глубина паза ступицы проектируемого шкива 6,3 мм).

Для исключения концентрации напряжений между ступицей шкива и диском шкива предусматриваем скругление радиусом = 8 мм.

Для более легкого захода вала редуктора в шкив предусматриваем фаски глубиной 2 мм.

На наиболее важные параметры шкива назначаем посадки (Н7 – для диаметра вала, Js7 – для шпоночного паза) и отклонения размеров (+0,2 мм для глубины паза ступицы).

На отдельные поверхности шкива назначаем шероховатости: на диаметр отверстия ступицы 1,6 мкм; на торцы шкива 3,2 мкм; на рабочие поверхности канавок шкива 2,5 мкм; на боковые (рабочие) поверхности шпоночного паза 1,6 мкм; на нерабочую поверхность шпоночного паза 3,2 мкм; неуказанная шероховатость 25 мкм.

На наиболее важные поверхности шкива назначаем допуски и отклонения формы: цилиндричность 0,007 мм (допуск на размер 22Н7 равен 21 мкм); перпендикулярность 0,02 мм; параллельность 0,02 мм; симметричность 0,08 мм. Все отклонения формы (кроме цилиндричности) назначаются относительно базовой поверхности А (диаметра отверстия ступицы).

4. Предварительная компоновка редуктора

4.1 Предварительный расчет валов

Предварительный расчет валов выполняется для ориентировочного определения их диаметров и размещения валов в корпусе редуктора вместе с подшипниками и зубчатыми колесами.

Диаметр вала определяем из условия прочности:



где τ – напряжения кручения вала, МПа,

[τ] – допускаемые напряжения кручения вала, [τ] = 25 МПа,

Т – момент на валу, Н⋅м,

D – диаметр вала, мм.

Тогда:

, мм



Определяем диаметры:

* на входном валу мм, принимаем dII = 18 мм;



* на промежуточном валу мм, принимаем dIII = 28 мм;



* на выходном валу мм, принимаем dIV = 45 мм.



По конструктивным соображениям (см. проектирование шкивов ременной передачи) диаметр входного вала принимаем = 22 мм, диаметр под подшипниками выбираем = 25 мм.

Диаметр промежуточного вала оставляем = 28 мм, диаметры под подшипники принимаем = 30 мм, диаметр под зубчатым колесом быстроходной ступени = 36 мм, тихоходную оформляем как вал – шестерню.

Диаметр выходного вала оставляем = 45 мм, диаметры под подшипники принимаем = 50 мм, диаметр под зубчатым колесом = 56 мм.

4.2 Предварительный выбор подшипников

Предварительный выбор подшипников производим по диаметру, назначенному под подшипники на соответствующем валу. По возможности принимаем особолегкую и легкую серию, чтобы при проверочном расчете была возможность перейти на среднюю или тяжелую серии, если будет необходимо.

1. На входном валу принимаем шариковые радиальные однорядные подшипники легкой серии №205 по ГОСТ 8338–75 с d = 25 мм, D = 52 мм, В = 15 мм, r = 1,5 мм, dш ≈ 8 мм, С = 14000 Н, С0 = 6950 Н;
2. На промежуточном валу принимаем шариковые радиальные однорядные подшипники средней серии №306 по ГОСТ 8338–75 с d = 30 мм, D = 72 мм, В = 19 мм, r = 2,0 мм, dш ≈ 12 мм, С = 28100 Н, С0 = 14600 Н;
3. На выходном валу принимаем шариковые радиальные однорядные подшипники легкой серии №210 по ГОСТ 8338–75 с d = 50 мм, D = 90 мм, В = 20 мм, r = 2,0 мм, dш ≈ 13 мм, С = 35100 Н, С0 = 19800 Н.

4.3 Проектирование шпоночных соединений и проверка их прочности

Исходя из эскизной компоновки редуктора, выбираем шпонки на валах редуктора:

1. На входном валу принимаем шпонку длиной l = 36 мм, шириной b = 6 мм, высотой h = 6 мм, глубинами паза вала t1 = 3,5 мм и втулки t2 = 2,8 мм;
2. На промежуточном валу принимаем шпонку длиной l = 28 мм, шириной b = 10 мм, высотой h = 8 мм, глубинами паза вала t1 = 5,0 мм и втулки t2 = 3,3 мм;
3. На выходном валу:

* под зубчатым колесом принимаем шпонку длиной l = 45 мм, шириной b = 16 мм, высотой h = 10 мм, глубинами паза вала t1 = 6,0 мм и втулки t2 = 4,3 мм;
* под муфтой принимаем шпонку длиной l = 56 мм, шириной b = 14 мм, высотой h = 9 мм, глубинами паза вала t1 = 5,5 мм и втулки t2 = 3,8 мм.

После подбора шпонок выполняются проверочные расчеты на прочность по напряжениям смятия и среза. Условие прочности при расчете на смятие:



где d – диаметр вала под шпонкой, мм;

b, h, l, t1 – геометрические размеры шпонки, мм;

Т – крутящий момент на валу, Н⋅мм;

[σ]см – допускаемые напряжения смятия, МПа (для стальной ступицы [σ]см = 120 МПа, для чугунной ступицы [σ]см = 70 МПа).

Условие прочности при расчете на срез:



где [τ]ср – допускаемые напряжения среза, МПа (для стальной ступицы [τ]ср = 70 МПа, для чугунной ступицы [τ]ср = 40 МПа).

Проверяем шпонки по условиям прочности:

1. На входном валу

МПа МПа



МПаМПа



2) На промежуточном валу

МПа МПа



МПаМПа



3) На выходном валу

* под зубчатым колесом

МПа МПа



МПаМПа



* под муфтой

МПа МПа



МПаМПа



Подбор шпонок произведен правильно.

4.4 Подбор муфты

Для соединения редуктора с транспортирующим устройством принимаем упругую втулочно-пальцевую муфту. Эта муфта позволяет компенсировать смещение и несоосность соединяемых валов. По таблице 7.1 (с. 56, [1]) принимаем муфту 500–45–1-У3 ГОСТ 21424–93 с номинальным вращающим моментом Тном = 500 Н⋅м, типа 1, с диаметром цилиндрического конца вала 45 мм и отклонением по Н8, климатического исполнения У категории 3, наружным диаметром D ≤ 170 мм, общей длиной L ≤ 226 мм, длиной посадочного места полумуфты l = 110 мм. Допускаемые смещения концов полумуфт:

* осевое – 5,0 мм;
* радиальное – 0,3 мм;
* угловое – 1°.

4.5 Выбор типа смазки

Так как окружные скорости колес быстроходной и тихоходной ступеней нашего редуктора составляют 1,0 м/с и 0,3 м/с соответственно, то тип смазки выбираем так:

1. Зубчатых колес редуктора – окунанием в масляную ванну зубчатых колес тихоходной и быстроходной ступеней редуктора на величину ≥ 10 мм каждое. По табл. 95 (с. 160, [3]) принимаем масло индустриальное И-50А по ГОСТ 20779–88. Для успешного отвода тепла от зубчатых колес количество масла должно быть не менее 0,5…0,8 л на 1кВт мощности, т.е. не меньше 0,9 л в нашем случае.
2. Подшипников – пластичной смазкой ЦИАТИМ-202 по ГОСТ 11110–75.

5. Проверочный расчет промежуточного вала

5.1 Определение опорных реакций

Определение опорных реакций в подшипниках начинаем с определения расчетной схемы вала. Для этого вычерчиваем в масштабе вал и прикладываем к нему окружные и радиальные силы в середине ступиц зубчатых колес (рис. 3). Точки приложения реакций опор– в середине посадочных мест под подшипники.

Крутящий момент передается валом в пространстве между серединами посадочных мест под зубчатые колеса и составляет Мкр = 110 Н⋅м. Строим эпюру крутящих моментов (см. рис. 3).

Определение реакций в подшипниках от действия окружных сил и построение эпюры моментов от действия этих сил

Согласно проектным расчетам зубчатых зацеплений, на промежуточный вал действуют следующие окружные силы:

* от быстроходной передачи Ft Б = 1375 Н;
* от тихоходной передачи Ft Т = 4827 Н.

Расчетная схема приведена на рис. 3.

Составляем уравнения статики:



Н



Н



Проверка:



– реакции определены правильно.



Строим эпюру моментов Му (см. рис. 3).

Определение реакций в подшипниках от действия радиальных сил и построение эпюры моментов от действия этих сил

Согласно проектным расчетам зубчатых зацеплений, на промежуточный вал действуют следующие радиальные силы:

* от быстроходной передачи Fr Б = 500,5 Н;
* от тихоходной передачи Fr Т = 1757 Н.

Расчетная схема приведена на рис. 3.

Составляем уравнения статики:



Н



Н



Проверка:



– реакции определены правильно.



Строим эпюру моментов Мz (см. рис. 3).

5.2 Проверочный расчет подшипников

При проектировочном расчете валов на промежуточном валу мы приняли шариковые радиальные однорядные подшипники средней серии №306 по ГОСТ 8338–75 с динамической грузоподъемностью С = 28100 Н и статической грузоподъемностью С0 = 14600 Н.

Подшипник в опоре В нагружен большими силами, поэтому проверочный расчет выполняем для него.

Радиальную силу в подшипнике определим по формуле:

Н



Для радиальных шарикоподшипников величину эквивалентной нагрузки определяем по формуле:



где X и Y – коэффициенты отношения осевой нагрузки к радиальной, в нашем случае Fа = 0, и Y = 0, Х = 1;

V – коэффициент вращения, V = 1 (т. к. вращается внутреннее кольцо);

Кб – коэффициент безопасности, по табл. 9.4 (с. 72, [1]) выбираем Кб = 1,3;

Кт – температурный коэффициент, при рабочей температуре подшипниковых узлов < 100°С Кт = 1.

Тогда:

Н



Номинальную долговечность вычисляем по формуле:

, млн. об.



где m = 3 для шарикоподшипников. Тогда:

млн. об.



Долговечность подшипника в часах:

ч ≥ tΣ = 21600 ч



Подшипники подобраны правильно.

5.3 Расчет вала на усталостную прочность

Расчет на усталостную прочность производим для двух наиболее опасных сечений вала: I–I и II–II (см. рис. 3).

Определяем изгибающие моменты, действующие в опасных сечениях вала:

* в сечении I–I

Н⋅м



Н⋅м



Н⋅м



* в сечении II–II:

Н⋅м



Н⋅м



Н⋅м



Крутящий момент в обоих сечениях составляет Мкр = 110 Н⋅м.

Расчет на усталостную прочность проводится в форме определения коэффициента запаса прочности n для опасных сечений вала. Условие прочности имеет вид:



где [n] – требуемый коэффициент запаса прочности. По рекомендациям с. 76 ([1]) принимаем [n] = 3;

nσ и nτ – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:



где σ-1 и τ-1 – пределы выносливости материала вала при изгибе и при кручении с симметричным знакопеременным циклом нагружения. По рекомендациям с. 76 ([1]) для стали 12ХН3А принимаем:

МПа



МПа;



σа; τа и σm; τm – амплитуды и средние напряжения циклов нормальных и касательных напряжений. Обычно напряжения в поперечном сечении вала при изгибе изменяются по симметричному циклу, а при кручении – по пульсирующему (отнулевому) циклу. Тогда:

; ;



ψσ и ψτ – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения. По ГОСТ 25.504–82 рекомендуется принимать:



Кσ и Кτ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении;

εσ и ετ – коэффициенты, учитывающие влияние поперечных размеров вала;

β – коэффициент поверхностного упрочнения, для неупрочненных валов β = 1.

1. **Сечение I–I.**

Моменты сопротивления изгибу и кручению сечения:

м3



м3



Напряжения в сечении:

МПа;



МПа.



Коэффициенты:

Кσ = 3,5 (табл. 12.1, с. 78 [1])

Кτ = 2,1 (табл. 12.1, с. 78 [1])

εσ = 0,746 (табл. 12.2, с. 79 [1])

ετ = 0,792 (табл. 12.2, с. 79 [1])

Коэффициенты запаса прочности:



– условие прочности выполняется.



1. **Сечение II–II.**

Моменты сопротивления изгибу и кручению сечения:



м3



м3



Напряжения в сечении:

МПа;



МПа.



Коэффициенты:

Кσ = 2,0 (табл. 12.1, с. 78 [1])

Кτ = 1,9 (табл. 12.1, с. 78 [1])

εσ = 0,746 (табл. 12.2, с. 79 [1])

ετ = 0,792 (табл. 12.2, с. 79 [1])

Коэффициенты запаса прочности:



– условие прочности выполняется.



Таким образом, усталостная прочность промежуточного вала обеспечивается.

6. Конструирование корпуса редуктора.

Поскольку редуктор работает в тяжелом режиме, то материал для изготовления корпуса редуктора принимаем СЧ 20 ГОСТ 1412–85.

Основные размеры корпуса редуктора принимаем по следующим зависимостям:

* толщина стенки основания корпуса

мм, принимаем мм;



* толщина стенки крышки корпуса

мм, принимаем мм;



* толщина ребра в основании

мм;



* толщина подъемного уха

мм, принимаем мм;



* диаметр стяжного болта

мм, принимаем мм;



* диаметр штифта

мм, принимаем ;



* толщина фланца по разъему

мм;



* диаметр фундаментного болта

мм, принимаем мм;



* толщина лапы для крепления к полу

мм.



Литература

1. Детали машин и основы конструирования. Методические указания к выполнению курсового проекта для студентов IV курса.– М.: РГОТУПС, 2004. – 100 с.

2. Детали машин и основы конструирования. Расчет ременных передач. Расчет цепных передач. Методические указания к выполнению курсового проекта для студентов IV курса.–М.: РГОТУПС, 2005. – 64 с.

3. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3-х т.: Т. 2. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с., илл.