МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ

Херсонский государственный технический университет

Новокаховский филиал

Кафедра: технология машиностроения

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО

‘‘ Основы конструирования’’

Тема:

‘‘ Проектирование привода общего назначения

содержащего цепную передачу ’’

Разработал: Россинский Г.А.

Проверил: Белоус Ю.П.

Новая Каховка 1997.

Курсовой проект на тему - ‘Проектирование привода общего назначения’

Задание.

**1. Параметры коробки скоростей**.

1. Расчетная мощность **P** 10 кВт
2. Минимальная угловая скорость **ω** 6 рад/сек
3. Знаменатель ряда угловых скоростей **ϕ** 1.19
4. Структурная формула  **P1 x P2**  2 x 3
5. Расположение блоков на валах-

Блок 1 - левая шестерня < правой

Блок 2 - левая шестерня < правой

1. Номера укороченных валов 1,3
2. Расположение валов горизонтальное
3. Разъем корпуса по оси валов

**2. Тип муфты**

2.1. Муфта со срезным штифтом

**3. Тип передачи гибкой связи**

3.1. Горизонтальная цепная передача

**4. Описание государственного стандарта**

4.1. ГОСТ 8338-75

*РЕФЕРАТ*

Коробка скоростей предназначена для передачи мощности от двигателя к ра-

бочей машине. Назначение коробки скоростей - ступенчатое изменение угло-

вой скорости и соответственно изменение вращающего момента ведомого вала

по сравнению с ведущим валом.

Количество ступеней, ( схема коробки P x P ), определяет количество ступеней

угловых скоростей. Таким образом на выходном валу мы можем получить стро-

го ограниченный диапазон скоростей, в любой момент, и одну скорость из диа-

пазона скоростей в текущий момент.

В данном проекте разработана коробка скоростей по формуле P x P = 2 x 3.

Такая формула обеспечивает диапазон из 6-ти скоростей.

Изменение угловых скоростей происходит за счет изменения передаточного

отношения в зубчатых зацеплениях. Это достигается за счет перемещаемых

блоков шестерен которые регулируют зацепление между колесами на разных

валах.

Кинематическая схема привода помимо коробки скоростей может включать

открытые зубчатые передачи, цепную или ременную передачу.

Коробка состоит из корпуса ( литого чугунного или сварного стального ), в

котором размещены элементы передачи - зубчатые колеса, блоки зубчатых ко-

лес, валы, подшипники, втулки, и т.д. Так же в корпусе расположены элементы

служащие для смазки работающих механизмов и устройства необходимые для

переключения скоростей.

Коробки скоростей нашли широкое применение в машиносторении. Почти все

станки предназначенные для механической обработки деталей включают в

свою схему коробку скоростей, либо ступенчатую либо бесступенчатую.

Помимо машиностроения коробки скоростей применяются в других различ-

ных областях.

СОДЕРЖАНИЕ

1. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА.

2. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

3. РАСЧЕТ ВАЛОВ.

4. РАСЧЕТ И ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ.

5. РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.

6. ПОДБОР МУФТЫ.

7. ВЫБОР СМАЗКИ КОРОБКИ СКОРОСТЕЙ.

8. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОРОБКИ СКОРОСТЕЙ.

9. СТАНДАРТИЗАЦИЯ.

ОПИСАНИЕ ГОСУДАРСТВЕННОГО СТАНДАРТА.

1. Расчет параметров привода.

1.1. Определение угловых скоростей всех ступеней для вала I I I

При расчете угловых скоростей следует иметь в виду, что цепная передача

устанавливается после коробки скоростей. И в этом случае минимальная угло-

вая скорость на валу I I I коробки скоростей будет больше заданной и опреде-

ляется по формуле:

ω1 =ωmin \* iц.п. рад/сек ,

где iц.п. - передаточное отношение цепной передачи.

При такой установке вращение с вала электродвигателя на вал I передается

через муфту.

Ступени угловых скоростей коробки скоростей определяются по формуле:

ωi = ωi -1 \* ϕ рад/сек ,

где ϕ - знаменатель ряда угловых скоростей,

Принимаем передаточное число цепной передачи iц.п. = 3. Тогда:

ω1 = 6 \* 3 = 18 рад/сек ,

ω2 = ω1 \* ϕ = 18 \* 1.19 = 21.42 рад/сек,

Аналогично найдем угловые скорости для каждой ступени, результаты сво-

дим в общую таблицу параметров коробки скоростей.

Структурный график угловых скоростей.

ω8

ωэл.дв.  ω9

ω6

ω6

ω7

ω1  ωmin

1.2. Определение передаточных чисел для каждой пары зубчатых колес.

Передаточные числа определяем из соотношений угловых скоростей,

например для зацепления Z1 x Z3 ,

u1x3 = ω1 / ω3.

где ωi - угловые скорости соответствующих колес, рад/сек.

u1x3 = 76 / 51.09 = 1.5

Аналогично определяем передаточные отношения для всех случаев зацепле-

ния зубчатых колес в коробке скоростей, полученные данные заносим в табли-

цу параметров.

1.3. Схема коробки скоростей.

Схема коробки скоростей вычерчивается в соответствии со следующими тре-

бованиями. Зная передаточные числа зубчатых передач, нужно в принятом ма-

сштабе вычертиь коробку скоростей.

Расположение блоков указано в задании, там же указаны отношения диаме-

тров колес на валах I и I I I.

Схема коробки скоростей P1 x P2 = 2 x 3.

1.4. Определение вращающих моментов на валах.

Крутящие моменты, возникающие на валах при всех значениях угловых ско-

ростей, следует определить исходя из заданной мощности и соответствующе-

го значения угловой скорости по формуле:

Ti = P / ωi ,

где Ti - вращающий момент, н\*м,

P - вощность Вт

ωi - угловая скорость рад/с.

T1 = 10000 / 76 = 131.6 н\*м

Аналогично определяем остальные моменты, результаты заносим в таблицу.

Сводная таблица параметров коробки скоростей.

Табл. 1.2.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| №  Вала | №  колеса | U | ω  рад/сек | T  н\*м | №  Вала | №  колеса | U | ω рад/сек | T  н\*м | ω1  рад/сек |
|  |  |  |  |  |  | 10 | 2.8 | 18 | 555.6 | 6 |
|  |  |  |  |  | I I I | 8 | 2.3 | 21.42 | 466.9 | 7.14 |
| I I | 3 | 1.5 | 51.09 | 195.7 |  | 9 | 2 | 25.47 | 392.6 | 8.49 |
|  | 4 | 1.3 | 60.81 | 164.4 |  | 10 | 2 | 30.33 | 329.7 | 10.11 |
| I | - | - | 76 | 131.6 | I I I | 8 | 1.68 | 36.09 | 277.1 | 12.03 |
|  |  |  |  |  |  | 9 | 1.42 | 42.96 | 232.8 | 14.32 |

2. Расчет цепной передачи

2.1. Передаточное число передачи

u = 3

2.2. Принимаем число зубьев для ведущей звездочки Z1= 25 таб. 11.4 [1]

тогда Z2 = Z1\* u

Z2 = 25 \* 3 = 75

Выбираем цепь таб. 7.2 [2]

Цепь втулочная однорядная ГОСТ 10947-64, параметры:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Шаг t | D,  мм | d, мм | b, мм | B, мм | Bв,  мм | Qв , кг | q, кг/м |
| 9,525 | 5 | 3.59 | 8.8 | 10.95 | 7.6 | 1100 | 0.44 |

Маркировка Цепь ПВ-9.525-1100 ГОСТ 10947-64

2.4. Определяем делительные диаметры окружностей звездочек:

Dn = t / (sin (180/Zn)) ,мм

где t - шаг цепи, Zn - число зубьев.

Подставляем значения.

D1 = 9.525/sin 7.2 = 76 ,мм

D2 = 9.525/sin 2.4 = 227.4 ,мм

2.5. Определяем наружные диаметры звездочек:

Da = t / (tg (180/Zn)) ,мм

где t - шаг цепи, Zn - число зубьев.

Подставляем значения.

Da1 = 9.525/tg 7.2 = 81.1 ,мм

Da2 = 9.525/tg 2.4 = 232.9 ,мм

2.6. Определяем межосевое расстояние:

amin = (Da1+Da2)/2 + (30...50) ,мм

amin = 81.1+232.9 / 2 +50 = 207 ,мм

2.7. Определяем число звеньев цепи:

w = (Z1+Z2)/2 + 2amin/t + (Z2-Z1/2π)2 \* t/amin

где t - шаг цепи, Zn - число зубьев, amin - межосевое расстояние ,мм.

w = 100/2 + 414/9.525 + (50/2π)2 \* 9.525/207 = 96.37 = 96

jk

2.8. Уточняем межосевое расстояние:

a = t/4 \* (w - Z2+Z2 /2 + √ (w-Z1+Z2/2)2 - 8 \* (Z2-Z1/2π)2 ) ,мм

где t - шаг цепи, Zn - число зубьев, w - число звеньев цепи.

a = 9.525/4 \* (96-50\*√(96-50)2-8 \* (50/2π)2 ) = 205 ,мм

2.9. Определяем среднюю скорость цепи:

u = (Z1\* t \* n1) / (60 \* 1000) ,м/с

u = (Z2\* t \* n2) / (60 \* 1000) ,м/с

где t - шаг цепи, n - частота вращения .

u = (25 \* 9.525 \* 137) / 60000 = 0.54 ,м/с

u = (75 \* 9.525 \* 46) / 60000 = 0.54 ,м/с

2.10. Определяем число ударов цепи при набегании на зубья звездочек или

при сбегании с них:

νi = Zi \* ni / 30 \* w ,1/c

где t - шаг цепи, Zn - число зубьев, ni - частота вращения на валу.

ν1 = 25 \* 137 / 30 \* 96 = 1.2

ν2 = 75 \* 46 / 30 \* 96 = 1.2

2.11. Определим натяжение цепи от центробежных сил:

Su = qu2

где q - масса одного метра цепи ,кг/м.

Su = 0.44 \* 0.542 = 0.128

2.12. Oпределим натяжение от провисания цепи:

Sq = Kf \* q \* a\* g

где : Kf - коэффициент зависящий от положения межосевой линии

Kf = 6 для горизонтальных передач.

q - масса 1м цепи,кг

Sq = 6 \* 0.44 \* 9.8 \* 0.2 = 5.1

2.13. Окружное усилие в передаче.

P = N\*103 / u н,

где N - передаваемое усилие, u - средняя скорость цепи.

P = 8.75 \*103 / 0.54 = 16203 ,н

2.14. Проверка цепи на износ, по среднему давлению в шарнирах.

p = P \* kэ / F ,н/мм2

где kэ определяется как произведение:

kэ = kд \* kА \* kн \* kрег \* kс \* kреж ;

kд - коэффициент учитывающий днамичность нагрузки, при спокойной

нагрузке kд = 1

kА - коэффициент учитывающий межосевое расстояние = 1

kрег - коэффициент учитывающий способ регулировки натяжения цепи,

натяжение - положением одной из звездочек kрег = 1

kн - коэффициент учитывающий наклонность расположения передачи

передача - горизонтальная kн = 1

kс - коэффициент учитывающий влияние способа смазки

смазка - периодическая kс = 1.5

kреж - коэффициент учитывающий продолжительность работы

работа - в две смены kреж = 1.25

kэ = 1\*1\*1\*1\*1.5\*1.25 = 1.875

F - проекция опорной поверхности шарнира в мм2. Для втулочной цепи.

F = B\*d\*m,

где m - число заходов = 1;

B и d - см. табл. параметров цепи.

F = 1.95 \* 0.359 = 0.7

p = 16203 \* 1.875 / 0.7 = 43400.9 н/мм2;

2.15. Определим усилие, действующее на вал, с учетом усилия от провисания

цепи.

R = P + 2\*Sq,

где Sq - усилие от провисания цепи.

P - окружное усилие.

R = 16203 + 2 \* 5.1 = 16213.2 ,н

3. Расчет зубчатых передач.

Для расчета зубчатой передачи выбираем наиболее нагруженные зацепле-

ния. Первое зацепление шестерня 1 и колесо 3 и второе зацепление шестерня 7

и колесо 10.

3.1. Таблица исходных данных при расчетных зацеплениях:

Табл. 3.1.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| n1 об/мин | n2 об/мин | n3 об/мин | i1x3 | i7x10 |
| 725 | 483 | 172.5 | 1.5 | 2.8 |

3.2. Для обеспечения меньших габаритов коробки скоростей выбираем

для обеих пар зубчатых колес сталь с повышенными механическими качества

ми: для шестерен Z1 и Z7 - сталь 40Х; σв=880н/мм2; σт=690н/мм2; термообра-

ботка - улучшение; НВ = 257. Для зубчатых колес Z3 и Z10сталь той же марки,

термообработка - нормализация σв=690н/мм2 ; σт=440н/мм2; НВ=200.

3.3. Пределы выносливости при симметричном цикле изгиба для материалов

шестерен по формуле:

σ-1’ ≈ 0.35σв + (70÷120) н/мм2

для материала колес:

σ-1’’≈ 0.35σв + (70÷120) н/мм2

подставим значения:

σ-1’ ≈ 0.35\*880+ (70÷120) =378÷428 н/мм2

σ-1’’ ≈ 0.35\*690+ (70÷120) = 311÷361 н/мм2

Принимаем σ-1’ = 410 н/мм2 и σ-1’’ = 320 н/мм2

3.4. Допускаемые напряжения изгиба зубьев высчитываем по формуле:

[σ0]u’=(1.5\*σ-1) / ([n]\*kpu ) н/мм2

для шестерен, принимая: [n]=1.5, kσ = 1.6 и kpu = 1, напряжение составит:

[σ0]u’=(1.5\*410) / (1.5\*1.6) = 256 н/мм2

для колес, принимая: [n]=1.5, kσ = 1.5 и kpu = 1, напряжение составит:

[σ0]u’’=(1.5\*320) / (1.5\*1.5) = 214 н/мм2

3.5. Допустимые контактные напряжения для колес Z3 и Z10 при коэффи-

циенте kpk = 1 вычисляются по формуле:

[σ]k = 2.75 HB\*kpk н/мм2

[σ]k = 2.75 \* 200 = 550 н/мм2

3.6. Определим вращающие моменты на валах коробки скоростей.

M = N/ω н\*м.

Ведущий вал:

М = 8.75 \* 103 / 75.9 = 115.3 н\*м.

Ведущий вал:

М = 8.75 \* 103 / 75.9 = 115.3 н\*м.

Ведущий вал:

М = 8.75 \* 103 / 75.9 = 115.3 н\*м.

3.7. Выполним расчет для зубчатого зацепления 1x3.

3.7.1. Определяем межосевое расстояние из условия контактной прочности поверхности зубьев.

Ат = ( i + 1) \* √ (340/[σ]k)2 \* Мрш / (ψA\* i \* kn ),

где i = 1.5, приняв предварительно К=1.5 , получим:

Мрш = К\*Мш = 1.5 \* 172.4 = 259.4 ,н\*м.

где ψА = В/А - коэффициент ширины, принимаем = 0.2

kn = 1, передача прямозубая.

После подстановки значений получим:

Ат = ( 1.5 + 1) \* √ (340/550)2 \* 259.4\*103/ (0.2\*1.5 \*1) = 170.8 ,мм

Принимаем по ГОСТу 2185-66 Ат = 160 мм (см. табл. П11 [2])

3.7.2. Определяем число зубьев и модуль зацепления.

m = (0.01 ÷ 0.02)\*Aт ,мм

m = (0.01 ÷ 0.02)\*160 = 1.6 ÷ 3.2 ,мм

Принимаем m = 3 мм (ГОСТ 9563-60), см. табл. 3.2 [2]

Число зубьев шестерни определяем по формуле:

Z = 2Ат / m(1+i)

где m - модуль зубчатого колеса,

Ат - межосевое расстояние мм,

i - передаточное отношение

Z1 = 2\*160 / 3\*(1+1.5) = 42

Число зубьев колеса

Z2 = Z1 \* i = 42 \* 1.5 = 64

3.7.3 Определяем основные размеры зубчатой пары по формулам:

dд1 = m \* Z1 = 3 \* 42 = 126 ,мм

dд2 = m \* Z2 = 3 \* 64 = 192 ,мм

B1 = B2 + 5 = 40 + 5 = 37 ,мм

B2 = ψA \* Aт = 0.2 \* 160 = 32 ,мм

De1 = dд1 + 2m = 126 + 6 = 132 ,мм

De2 = dд2 + 2m = 192 + 6 = 198 ,мм

Di1 = dд1 - 2.5m = 126 - 7.5 = 118.5 ,мм

Di2 = dд2 - 2.5m = 192 - 7.5 = 184.5 ,мм

где m - модуль зубьев,

ψ - коэффициент отношения ширины колеса к диаметру.

3.7.4. Окружная скорость колеса:

ν = π\*dд2\*n / 60 ,м/сек

где n - частота оборотов на валу колеса = 483 об/мин

ν = π\*0.192\*483 / 60 = 4.8 м/сек

При такой скорости и твердости материалов зубчатых колес менее НВ 350

назначаем 9-ю степень точности изготовления зубьев зубчатых колес

см. табл. 3.9. [2].

3.7.5. Уточняем коэффициент нагрузки по формуле:

К = Ккц \* Кдин ;

где Ккц - коэффициент концентрации нагрузки. Кдин - динамический

коэффициент. При В/dд = 37 / 126 = 0.3 , Ккц = 1.3 , Кдин = 1.5

К = 1.3 \* 1.5 = 1.9

3.7.6. Проверяем расчетные контактные напряжения при принятых разме-

рах передачи и уточненной величине коэффициента нагрузки:

σk = 340/A \* √ Мрш( i+1)3 / (B\*i\*kn), н/мм2

где А = Ат = 160 мм,

Мрш = К\* Мш = 1.9 \* 115.3 = 219.1 ,н\*м.

σk = 340/160 \* √ 219.1\*103( 1.5+1)3 / (37\*1.5 \*1) = 530.3 н/мм2,

σk < [σ]k.

3.7.7. Определяем силы действующие в зацеплении.

Окружное усилие:

P2 = 2Мп / dд1 , н

P2 = 2\*115.3\*103 / 126 = 1830.2, н

Радиальное усилие:

T2 = P2 \* tg20° , н

T2 = 1830.2 \* tg20° = 666.1 , н

3.7.8. Проверяем прочность зубьев по напряжениям изгиба.

σu = Pp / ( y\*B\*m\*knu ) , н/мм2

где y - коэффициент формы зуба по табл. 3.4 [2], knu = 1 для прямозубых

колес.

Проведем сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и

колеса:

Z1 = 42 ; y1 = 0.446

Z2 = 64 ; y2 = 0.470

Для шестерни:

y1[σ0]’u = 0.446 \* 256 = 114.2 ,н/мм2

Для колеса:

y3[σ0]’u = 0.470 \* 214 = 100.6 ,н/мм2

Дальнейший расчет ведем по зубу колеса как менее прочному.

Расчетное окружное усилие:

Pp = P2p = K\*P = 2.1 \* 1830.2 = 3843.4 ,н

В = В3 = 32 ,мм

Расчетное (рабочее) напряжение изгиба в опасном сечении зуба колеса Z3:

σu = 3843.4 / ( 0.47 \*32\*3\*1) = 85.18 н/мм2 ,

[σ0]’’u = 214 ,н/мм2

σu < [σ0]’’u.

3.8. Выполним расчет для зубчатого зацепления 7x10.

3.8.1. Определяем межосевое расстояние из условия контактной прочности

поверхности зубьев.

Ат = ( i + 1) \* √ (340/[σ]k)2 \* Мрш / (ψA\* i \* kn ),

где i = 1.5, приняв предварительно К=1.5 , получим:

Мрш = К\*Мш = 1.5 \* 172.4 = 259.4 ,н\*м.

ψА = В/А - коэффициент ширины, принимаем = 0.2

kn = 1, передача прямозубая.

После подстановки значений получим:

Ат = ( 2.8 + 1) \* √ (340/550)2 \* 259.4\*103/ (0.2\*2.8 \*1) = 198.46,мм

Принимаем по ГОСТу 2185-66 Ат = 200 мм (см. табл. П11 [2])

3.8.2. Определяем число зубьев и модуль зацепления.

m = (0.01 ÷ 0.02)\*Aт ,мм

m = (0.01 ÷ 0.02)\*200 = 2 ÷ 4 ,мм

Принимаем m = 3 мм (ГОСТ 9563-60), см. табл. 3.2 [2]

Число зубьев шестерни определяем по формуле:

Z = 2Ат / m(1+i)

где m - модуль зубчатого колеса,

Ат - межосевое расстояние мм,

i - передаточное отношение

Z1 = 2\*200 / 3\*(1+2.8) = 34

Число зубьев колеса

Z2 = Z1 \* i = 34 \* 2.8 = 94

3.8.3 Определяем основные размеры зубчатой пары по формулам:

dд1 = m \* Z1 = 3 \* 34 = 102 ,мм

dд2 = m \* Z2 = 3 \* 94 = 282 ,мм

B1 = B2 + 5 = 40 + 5 = 45 ,мм

B2 = ψA \* Aт = 0.2 \* 200 = 40 ,мм

De1 = dд1 + 2m = 102 + 6 = 108 ,мм

De2 = dд2 + 2m = 282 + 6 = 288 ,мм

Di1 = dд1 - 2.5m = 102 - 7.5 = 95.5 ,мм

Di2 = dд2 - 2.5m = 282 - 7.5 =274.5 ,мм

где m - модуль зубьев,

ψ - коэффициент отношения ширины колеса к диаметру.

3.8.4. Окружная скорость колеса:

ν = π\*dд2\*n / 60 ,м/сек

где n - частота оборотов на валу колеса = 483 об/мин

ν = π\*0.282\*172.5 / 60 = 2.5 м/сек

При такой скорости и твердости материалов зубчатых колес менее НВ 350

назначаем 9-ю степень точности изготовления зубьев зубчатых колес

см. табл. 3.9. [2].

3.8.5. Уточняем коэффициент нагрузки по формуле:

К = Ккц \* Кдин ;

где Ккц - коэффициент концентрации нагрузки. Кдин - динамический

коэффициент. При В/dд = 45 / 102 = 0.4 , Ккц = 1.4 , Кдин = 1.5

К = 1.3 \* 1.5 = 2.1

3.8.6. Проверяем расчетные контактные напряжения при принятых

размерах передачи и уточненной величине коэффициента нагрузки:

σk = 340/A \* √ Мрш( i+1)3 / (B\*i\*kn), н/мм2

где А = Ат = 200 мм,

Мрш = К\* Мш = 2.1 \* 172.9 = 363.1 ,н\*м.

σk = 340/200 \* √363.1\*103( 2.8+1)3 / (45\*2.8 \*1) = 650.6 н/мм2,

σk > [σ]k.

Перенапряжение составляет:

σk - [σk] / [σk] \* 100%

670 - 550 / 550 \* 100% = 18%,

Что недопустимо, с целью уменьшения динамических нагрузок назначаем

для передачи 7x10, 8-ю степень точности изготовления зубьев.

Ккц = 1.3 : Кдин = 1.3 .

K = 1.3 \* 1.3 = 1.69

σk = σk \* √ K’/K = 650.6 \* √ 1.69 / 2.1 = 574.1 ,н/мм2

Перенапряжение составляет:

574.1 - 550 / 550 \* 100% = 5%,

что приемлемо.

3.8.7. Определяем силы действующие в зацеплении.

Окружное усилие:

P2 = 2Мп / dд1 , н

P2 = 2\*172.9\*103 / 102 = 3390, н

Радиальное усилие:

T2 = P2 \* tg20° , н

T2 = 3390 \* tg20° = 1234 , н

3.8.8. Проверяем прочность зубьев по напряжениям изгиба.

σu = Pp / ( y\*B\*m\*knu ) , н/мм2

где y - коэффициент формы зуба по табл. 3.4 [2], knu = 1 для прямозубых

колес.

Проведем сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и

колеса:

Z7 = 34 ; y1 = 0.430

Z10 = 94 ; y2 = 0.479

Для шестерни:

y7[σ0]’u = 0.430 \* 256 = 110.1 ,н/мм2

Для колеса:

y10[σ0]’u = 0.479 \* 214 = 102.6 ,н/мм2

Дальнейший расчет ведем по зубу колеса как менее прочному.

Расчетное окружное усилие:

Pp = P2p = K\*P = 1.69 \* 3390 = 5729 ,н

В = В3 = 40 ,мм

Расчетное (рабочее) напряжение изгиба в опасном сечении зуба колеса Z3:

σu = 5729 / ( 0.479 \*40\*3\*1) = 99.67 н/мм2 ,

[σ0]’’u = 214 ,н/мм2

σu < [σ0]’’u.

3.9. Определение геометрических параметров зубчатых колес и коробки

скоростей.

На основании принятых межосевых расстояний , и модуле зубчатых колес,

который является одинаковым для первой и второй ступени коробки скоро-

стей, что повышает ее технологичность.

При определении количества зубьев зубчатых колес необходимо соблю-

дать равенство сумм чисел зубьев всех пар зубчатых колес каждой ступени.

Это условие определяется так:

Z1 + Z3 = Z2 + Z4

Z5 + Z8 = Z6 + Z9 = Z7 + Z10.

При этом минимальное число зубьев шестерен должно быть меньше 20.

Так же необходимо обратить внимание на то, что расстояние между двумя

зубчатыми колесами одной и той же ступени должны быть больше, чем ши-

рина блока шестерен. Только при таком условии блок шестерен может быть

выведен из зацепления. Количественно это можно выразить так:

l0 = 2.1 \* b + ϕ ,мм

где l0 - расстояние между торцами колес,

b - ширина венцов шестерен,

ϕ - ширина канавки между шестернями в блоке шестерен.

Расчет параметров зубчатых зацеплений ведется на основе формул:

Число зубьев шестерни:

Zш = 2Ат / m(1+i)

где m - модуль зубчатого колеса,

Ат - межосевое расстояние мм,

i - передаточное отношение

Число зубьев колеса:

Zк =Zш \* i

Геометрические параметры:

dд ш = m \* Z1,мм

dд к = m \* Z2 ,мм

De ш = dд1 + 2m ,мм

De к = dд2 + 2m ,мм

Di ш = dд1 - 2.5m ,мм

Di к = dд2 - 2.5m ,мм

где m - модуль зубьев,

ψ - коэффициент отношения ширины колеса к диаметру.

Расчет зубчатой пары Z2 x Z4 :

Z2 = 2 \* 160 / 3\*(1.3 + 1) = 46

Z4 = 46 \* 1.3 = 60

dд 2 = 3 \* 46 = 138,мм

dд 4 = 3 \* 60 = 180 ,мм

De2 = 138 + 2 \* 3 = 144,мм

De4 = 180 + 2 \* 3 = 186 ,мм

Di 2 = 138 - 2.5 \* 3 = 130.5 ,мм

Di4 = 180 - 2.5 \* 3 = 172.5 ,мм

Расчет зубчатой пары Z5 x Z8 :

Z5 = 2 \* 200 / 3\*(2.3 + 1) = 38

Z8 = 38 \* 2.3 = 90

dд 5 = 3 \* 38 = 114,мм

dд 8 = 3 \* 90 = 270 ,мм

De5 = 114 + 2 \* 3 = 120,мм

De8 = 270 + 2 \* 3 = 276 ,мм

Di 5 = 114 - 2.5 \* 3 = 106.5 ,мм

Di8 = 270 - 2.5 \* 3 = 162.5 ,мм

Расчет зубчатой пары Z6 x Z9 :

Z6 = 2 \* 200 / 3\*(2 + 1) = 42

Z9 = 46 \* 2 = 86

dд 6 = 3 \* 42 = 126,мм

dд 6 = 3 \* 86 = 258 ,мм

De6 = 126 + 2 \* 3 = 120,мм

De9 = 258 + 2 \* 3 = 176 ,мм

Di 6 = 126 - 2.5 \* 3 = 118.5 ,мм

Di9 = 258 - 2.5 \* 3 = 150.5 ,мм

Проверим равенство сумм зубьев всех пар зубчатых колес:

Z1 + Z3 = Z2 + Z4 = 42 + 64 = 46 + 60 = 106

Z5 + Z8 = Z6 + Z9 = Z7 + Z10 = 38 + 90 = 42 + 86 = 34 + 94 = 128

Определим расстояние между торцами колес:

l1x2 = 2.1 \* 32 + 12 = 79 ,мм

l8x9x10 = 2.1 \* 40 + 12 = 96 ,мм

Сводная таблица параметров зубчатых колес:

Табл. 3.9.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| колесо | m | Z | dд | Di | De | B |
| 1 | 3 | 42 | 126 | 118.5 | 132 | 32 |
| 2 | 3 | 46 | 138 | 130.5 | 144 | 32 |
| 3 | 3 | 64 | 192 | 184.5 | 198 | 32 |
| 4 | 3 | 60 | 180 | 172.5 | 186 | 32 |
| 5 | 3 | 38 | 114 | 106.5 | 120 | 40 |
| 6 | 3 | 42 | 126 | 118.5 | 132 | 40 |
| 7 | 3 | 34 | 102 | 94.5 | 108 | 40 |
| 8 | 3 | 90 | 270 | 268.5 | 276 | 40 |
| 9 | 3 | 86 | 258 | 250.5 | 264 | 40 |
| 10 | 3 | 94 | 282 | 274.5 | 288 | 40 |

4. Расчет валов.

4.1. Расчет I - го вала.

4.1.1. Предварительный расчет диаметра вала находим из условия прочности

на кручение по формуле:

d = √ T / 0.2 \* [τ] ,мм

где Т - крутящий момент , Н\*мм,

[τ] - допускаемое условное напряжение при кручении, Н/мм2

при ориентировочном расчете [τ] = 20 ... 25 Н/мм2.

d = √ 131.6 \* 103 / 0.2 \* 20 = 32.4 мм

4.1.2. Проектный расчет вала.

T T = 666.1 н

P = 1830.2 н

А P В

-T \* 31 + Rb \* 173 = 0

Rb = 666.1 \* 31 / 173 = 119.35

Ra Rb Ra = 666.1 - 119.55 = 567.74

Rb = P \* 31 / 173

Rb = 1830.2 \* 31 / 173 = 327

Ra = 1830.2 - 327 = 1502.3

46571.3

17600

Ra Rb

4.1.3. Определим суммарные реакции в опорах по формулам:

A = √ Ra2y + Ra2x ,н

B = √ Rb2y + Rb2x ,н

подставим значения:

A = √ 567.742 + 1502.32 = 1606 ,н

B = √ 119.352 + 3272 = 348.1 ,н

4.1.4. Принимаем материал вала - сталь 45.

Масштабный фактор εσ = 0.8, коэффициент учитывающий упрочнение

поверхности β = 0.96, значение Kσ = 1.7, s = 3.

4.1.5. Определим коэффициент долговечности. Номинальное число часов

работы за весь срок службы:

Lh = 365 \* 24 \* L \* Kr \* Kc ,ч

где L - долговечность, 8 лет,

Kr - коэффициент использования в течении года = 0.8,

Kc - коэффициент использования в течении суток = 0.33.

Lh = 365 \* 24 \* 8 \* 0.8 \* 0.33 = 18500 ,ч

Число циклов нагружений определяется по формуле:

N∑ = 60 \* Lh \* n ,

где n - число оборотов об/мин.

N∑ = 60 \* 18500 \* 725 = 80475 \* 104

Эквивалентное число циклов определяется по формуле:

KL = √ No / NE ,

где No - базовоечисло циклов переменного напряжения = 5\*106

NE - определяется как:

NE = N∑ \* (1m \* 0.2 + 0.75m \*0.5 + 0.2m \* 0.3) ,

где m - показатель степени кривой выносливости = 8

NE = 80475\*104\* (18 \* 0.2 + 0.758 \*0.5 + 0.28 \* 0.3) = 191\*106

KL = √ 5\*106 / 191\*106 = 0.7 < 1 ,

принимаем KL = 1.

4.1.6. Определяем допускаемое напряжение для материала вала по формуле:

[σ-1] = σ-1 \* ε \*β \*KL / ( [s]\*Kσ ) , н/мм2

где σ-1 - предел выносливости материала при изгибе с симетричным циклом

изменения напряжения = 432,

ε - масштабный фактор = 0.91,

β - коэффициент учитывающий упрочнение поверхности = 0.96,

KL - коэффициент долговечности = 1,

[s] - коэффициент безопасности = 3,

Kσ - эффективный коэффициент концентрации напряжения = 1.7

[σ-1] = 432 \* 0.91 \* 0.96 \* 1 / ( 3 \* 1.7 ) = 75 ,н/мм2

4.1.7. Определим диаметры вала в опасных сечениях под колесами Z1 и Z2.

d’ = √ МЕ / 0.1 \* [σ-1] , мм

где МЕ - момент на валу = 115.3\*103 н.

d’ = √ 115.3\*103 / 0.1 \* 74 = 24.9 мм ,

принимаем вал диаметром 30 мм.

4.1.8. Определим момент сопротивления сечения вала.

W = (π\*d3 / 32) - b\*t1\*(d-t1)2 / 2d, мм3

где d - диаметр вала = 30 мм

b - ширина шпоночной канавки, мм

W = (π\*303 / 32) - 8\*4\*(30-4)2 / 2\*30 = 2290, мм3

4.1.9. Амплитуда номинальных напряжений изгиба при симметричном цикле

изменения напряжения изгиба.

σa = M / W = 17600 / 2290 = 8, н/мм2

4.1.10. Коэффициент безопасности по сечению изгиба.

Sσ = σ-1 \* KL / ( (Kσ /β\*εσ ) \*σa + ψσ \*σm) ,

где Kσ - эффективный коэффициент концентрации напряжений = 2.15

β - коэффициент учитывающий обработку (шлифование) = 0.95

εσ - масштабный фактор = 0.84

σm - составляющая цикла изменения напряжений = 0

ψσ - коэффициент чувствительности материала = 0.12

Sσ = 432 / ( (2.15 /0.95\*0.84) \* 8 + 0) = 18,

4.1.11. Коэффициент безопасности по кручению определяется по формуле:

Wp = (π\*d3 / 16)- b\*t1\*(d-t1)2 / 2d, мм3

где d - диаметр вала = 30 мм

b - ширина шпоночной канавки, мм

Wp = (π\*303 / 16)- 8 \* 4 \* (30-4)2 / 2\*30 = 4940.9 , мм3

4.1.12. При непрерывном вращении вала напряжения кручения изменяются

по пульсирующему циклу, поэтому переменные составляющие (амплитуда) и

постоянные состовляющие (среднее напряжение) цикла определяем по фор-

муле:

τа = τm = τmax / 2 = 1/2 \* T / Wp = 1/2 \* 131600 / 4940.9 = 13.3 н/мм2

4.1.13. Определим коэффициент безопасности по кручению.

Sτ = τ-1 \* KL / ( (Kτ /β\*ετ ) \*τa + ψτ \*τm) ,

где τ-1 - предел выносливости по кручению = 255 н/мм2 ,

Kτ - эффективный коэффициент концентрации напряжений = 2.05

β - коэффициент учитывающий обработку (шлифование) = 0.95

ετ - масштабный фактор = 0.84

ψτ - коэффициент чувствительности материала = 0.7

Sτ = 255/ ( (2.05 /0.95\*0.84 ) \*13.3 + 0.07 \* 8.12) = 7.3 ,

4.1.14. Общий коэффициент безопасности сосотавит:

S = Sσ \* Sτ / √ S2σ + S2τ = 18 \* 7.3 / √ 182 + 7.32 = 4.8 > [s] = 2.5

4.2. Расчет I I I- го вала.

4.2.1. Предварительный расчет диаметра вала находим из условия прочности

на кручение по формуле:

d = √ T / 0.2 \* [τ] ,мм

где Т - крутящий момент , Н\*мм,

[τ] - допускаемое условное напряжение при кручении, Н/мм2

при ориентировочном расчете [τ] = 20 ... 25 Н/мм2.

d = √ 555 \*103 / 0.2 \* 20 = 49 мм

4.2.2. Проектный расчет вала.

T T = 1234 н R = 16213 н

P = 3390 н

А P В R

P \* 307 + Rb \* 342 - R \* 382 = 0

Rb = (16213\*382-3390\*307) /

/ 342 = 15066.2

Ra P Rb - Ra\*342-P\*35+16213\*40/342 =

= 2243.8

Rby = 35/342 \* T = 154

Ray = 307/342 \* T = 1344

Проверка:

Ra T Rb Ra - P - Pb + R = 0

2287.8 -3390 -15066.2+16213 = 0

688846

648520

527317

4.2.3. Определим суммарные реакции в опорах по формулам:

A = √ Ra2y + Ra2x ,н

B = √ Rb2y + Rb2x ,н

подставим значения:

A = √ 15066.22 + 2243.82 = 15232 ,н

B = √ 13442 + 1542 = 1352.8 ,н

4.2.4. Принимаем материал вала - сталь 45.

Масштабный фактор εσ = 0.8, коэффициент учитывающий упрочнение

поверхности β = 0.96, значение Kσ = 1.7, s = 3.

4.2.5. Определим коэффициент долговечности. Номинальное число часов

работы за весь срок службы:

Lh = 365 \* 24 \* L \* Kr \* Kc ,ч

где L - долговечность, 8 лет,

Kr - коэффициент использования в течении года = 0.8,

Kc - коэффициент использования в течении суток = 0.33.

Lh = 365 \* 24 \* 8 \* 0.8 \* 0.33 = 18500 ,ч

Число циклов нагружений определяется по формуле:

N∑ = 60 \* Lh \* n ,

где n - число оборотов об/мин.

N∑ = 60 \* 18500 \* 725 = 80475 \* 104

Эквивалентное число циклов определяется по формуле:

KL = √ No / NE ,

где No - базовоечисло циклов переменного напряжения = 5\*106

NE - определяется как:

NE = N∑ \* (1m \* 0.2 + 0.75m \*0.5 + 0.2m \* 0.3) ,

где m - показатель степени кривой выносливости = 8

NE = 80475\*104\* (18 \* 0.2 + 0.758 \*0.5 + 0.28 \* 0.3) = 191\*106

KL = √ 5\*106 / 191\*106 = 0.7 < 1 ,

принимаем KL = 1.

4.2.6. Определяем допускаемое напряжение для материала вала по формуле:

[σ-1] = σ-1 \* ε \*β \*KL / ( [s]\*Kσ ) , н/мм2

где σ-1 - предел выносливости материала при изгибе с симетричным циклом

изменения напряжения = 432,

ε - масштабный фактор = 0.91,

β - коэффициент учитывающий упрочнение поверхности = 0.96,

KL - коэффициент долговечности = 1,

[s] - коэффициент безопасности = 3,

Kσ - эффективный коэффициент концентрации напряжения = 1.7

[σ-1] = 432 \* 0.91 \* 0.96 \* 1 / ( 3 \* 1.7 ) = 75 ,н/мм2

4.2.7. Определим диаметры вала в опасных сечениях под колесами Z1 и Z2.

d’ = √ МЕ / 0.1 \* [σ-1] , мм

где МЕ - момент на валу = 115.3\*103 н.

d’ = √ 484.2 \*103 / 0.1 \* 74 = 48 мм ,

принимаем вал диаметром 50 мм.

4.2.8. Определим момент сопротивления сечения вала.

W = (π\*d3 / 32) - b\*t1\*(d-t1)2 / 2d, мм3

где d - диаметр вала = 50 мм

b - ширина шпоночной канавки, мм

W = (π\*503 / 32) - 12\*5\*(50-5)2 / 2\*50 = 11056, мм3

4.2.9. Амплитуда номинальных напряжений изгиба при симметричном цикле

изменения напряжения изгиба.

σa = M / W = 688846.6 / 11056 = 62.3 , н/мм2

4.2.10. Коэффициент безопасности по сечению изгиба.

Sσ = σ-1 \* KL / ( (Kσ /β\*εσ ) \*σa + ψσ \*σm) ,

где Kσ - эффективный коэффициент концентрации напряжений = 2.15

β - коэффициент учитывающий обработку (шлифование) = 0.95

εσ - масштабный фактор = 0.84

σm - составляющая цикла изменения напряжений = 0

ψσ - коэффициент чувствительности материала = 0.12

Sσ = 432 / ( (2.15 /0.95\*0.84) \* 62.3 + 0) = 2.5,

4.2.11. Коэффициент безопасности по кручению определяется по формуле:

Wp = (π\*d3 / 16)- b\*t1\*(d-t1)2 / 2d, мм3

где d - диаметр вала = 50 мм

b - ширина шпоночной канавки, мм

Wp = (π\*503 / 16)- 12 \* 5 \* (50-5)2 / 2\*50 = 23328.6 , мм3

4.2.12. При непрерывном вращении вала напряжения кручения изменяются

по пульсирующему циклу, поэтому переменные составляющие (амплитуда) и

постоянные состовляющие (среднее напряжение) цикла определяем по фор-

муле:

τа = τm = τmax / 2 = 1/2 \* T / Wp = 1/2 \* 555600 / 23328.6 = 23 н/мм2

4.2.13. Определим коэффициент безопасности по кручению.

Sτ = τ-1 \* KL / ( (Kτ /β\*ετ ) \*τa + ψτ \*τm) ,

где τ-1 - предел выносливости по кручению = 255 н/мм2 ,

Kτ - эффективный коэффициент концентрации напряжений = 2.05

β - коэффициент учитывающий обработку (шлифование) = 0.95

ετ - масштабный фактор = 0.84

ψτ - коэффициент чувствительности материала = 0.7

Sτ = 255/ ( (2.05 /0.95\*0.84 ) \*23 + 0.07 \* 8.12) = 4.27 ,

4.2.14. Общий коэффициент безопасности сосотавит:

S = Sσ \* Sτ / √ S2σ + S2τ = 2.5 \* 4.27 / √ 2.52 + 4.232 = 2.2

5. Расчет и подбор подшипников.

Так как осевая нагрузка незначительна, то выбираем радиальные шарикопод-

шипники ГОСТ 8338-57.

Требуемый коэффициент работоспособности определяем по формуле:

C = 0.2 \* ( R\*Kk+m\*A ) Kσ \* ( ωh )0.3 ,

где R = Rb - радиальная нагрузка;

A = Q1 - осевая нагрузка;

m = 1.5 - для радиальных подшипников;

Kσ = 1.4 - динамический коэффициент;

Kk = 1.0 - коэффициент кольца;

h - желаемый срок службы.

Расчитаем подшипники на вал № I

C = 0.2 \* ( 1606\*1+1.5\*0 ) 1.4 \* ( 76\*8000 )0.3  = 24438.

Выбираем подшипник 305 средней серии.

Расчитаем подшипники на вал № I I I

C = 0.2 \* ( 6900\*1+1.5\*0 ) 1.4 \* ( 76\*8000 )0.3  = 51647.

Выбираем подшипник 309 средней серии.

Для шлицевого вала выбираем подшипник 307 средней серии.

Таблица размеров выбраных подшипников.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Подшипник | D , мм | d , мм | B , мм | r x r |
| I | 305 | 62 | 25 | 17 | 2 x 2 |
| I I | 307 | 80 | 35 | 21 | 2.5 x 2.5 |
| I I I | 309 | 100 | 45 | 25 | 2.5 x 2.5 |

См. пункт 10.

6. Расчет шпоночных и шлицевых соединений.

6.1. Расчет шпонок.

По СТ СЭВ 189-75

Для вала I , ∅ 30, материал шестерни - сталь 40Х, материал шпонки сталь 45,

длина ступицы - 32 мм, передаваемый момент Т = 130000 н, выбираем по

СТ СЭВ 189-75 шпонку со следующими размерами :

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| b | h | t1 | t2 | r |
| 8 | 7 | 4 | 3.3 | 0.08 ÷0.16 |

Характер нагрузки - сопкойная [σсм] = 150 н/мм2

6.2.1. Определяем рабочую длину шпонки.

Lp = T / (0.5 \* d \* k \* [σсм] ) ,мм

где k - раблчая высота = 0.4 h ,мм

d - диаметр вала ,мм

Lp = 130000 / (0.5 \* 30 \* 0.4 \* 7 \* 150 ) = 20 ,мм

Общая длина шпонки.

L = Lp + b = 20 + 8 = 28 ,мм

Проверим шпонку на срез.

σсм = Т / 0.5\*d\*Lp\*k = 130000 / 0.5\*30\*28\*2.8 = 110

( σсм = 110 ) < ( [σcv] =150 )

Принимаем: шпонка 8x7x28 СТ СЭВ 189-75

Для вала I I I, ∅ 50, материал шестерни - сталь 40Х, материал шпонки сталь 45,

длина ступицы - 60 мм, передаваемый момент Т = 555000 н, выбираем по

СТ СЭВ 189-75 шпонку со следующими размерами :

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| b | h | t1 | t2 | r |
| 12 | 8 | 4 | 3.5 | 0.16 ÷0.25 |

Характер нагрузки - сопкойная [σсм] = 150 н/мм2

6.2.2. Определяем рабочую длину шпонки.

Lp = 555000 / (0.5 \* 50 \* 0.4 \* 8 \* 150 ) = 46 ,мм

Общая длина шпонки.

L = Lp + b = 46 + 12 = 58 ,мм

Проверим шпонку на срез.

σсм = Т / 0.5\*d\*Lp\*k = 555000 / 0.5\*50\*58\*3.2 = 119.6

( σсм = 119.6 ) < ( [σcv] =150 )

Принимаем: шпонка 12x8x58 СТ СЭВ 189-75

Для вала под штифт , ∅ 42, материал шпонки сталь 45, передаваемый моме-

нт Т = 130000 н, выбираем по СТ СЭВ 189-75 шпонку со следующими разме-

рами :

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| b | h | t1 | t2 | r |
| 12 | 8 | 5 | 3.3 | 0.25÷0.4 |

Характер нагрузки - сопкойная [σсм] = 150 н/мм2

6.2.3. Определяем рабочую длину шпонки.

Lp = 555000 / (0.5 \* 42 \* 0.4 \* 8 \* 150 ) = 55 ,мм

Общая длина шпонки.

L = Lp + b = 55 + 12 = 67 ,мм

Проверим шпонку на срез.

σсм = Т / 0.5\*d\*Lp\*k = 555000 / 0.5\* 42 \* 67 \* 3.2 = 123

( σсм = 123) < ( [σcv] =150 )

Принимаем: шпонка 12x8x67 СТ СЭВ 189-75

Для вала под муфту , ∅28 , материал шпонки сталь 45, передаваемый моме-

нт Т = 130000 н, выбираем по СТ СЭВ 189-75 шпонку со следующими разме-

рами :

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| b | h | t1 | t2 | r |
| 8 | 7 | 4 | 3.3 | 0.16÷0.25 |

Характер нагрузки - сопкойная [σсм] = 150 н/мм2

6.2.3. Определяем рабочую длину шпонки.

Lp = 130000 / (0.5 \* 30 \* 0.4 \* 7 \* 150 ) = 20 ,мм

Общая длина шпонки.

L = Lp + b = 20 + 8 = 28 ,мм

Проверим шпонку на срез.

σсм = Т / 0.5\*d\*Lp\*k = 130000 / 0.5\*30\*28\*2.8 = 110

( σсм = 110 ) < ( [σcv] =150 )

Принимаем: шпонка 8x7x28 СТ СЭВ 189-75

6.3. Расчет шлицевого соединения.

Диаметр I I I-го вала = 40мм, размеры шлицевого вала: ZxdxD = 8x36x40 ,

легкая серия, суммарный статический момент площади рабочих поверхностей

соединения относительно оси вала SF = 182 мм3/мм. табл. 5.5 [2]

Средний диаметр dm :

dm = 0.5\*(D+d) = 0.5\*(36+40) = 38 ,мм

6.3.1. Определим среднее давление по формуле:

σ = T / SF \* l,

где l - длина блока,мм

σ = 195700 / 182 \* 144 = 7.8

6.3.2. Определим коэффициенты входящие в формулы:

Соотношение размеров:

l / D = 144 / 40 = 3.6

ε = e / l + (0.5 / l) \* tgβ \* cos αω ,

для прямозубых и цилиндрических колес β = 0 и αω = 20°.

ε = 41 / 144 + (0.5 / 144) \* 0.94 = 0.3

ψ = dm / (dω \* cosαω) = 38 / 106\*0.94 = 0.38

Находим по табл. 5.8 [2] для легкой серии Kкр = 1.8 и по рис. 5.12 [2] значе-

ние коэффициента концентрации напряжения Ке = 1.5, коэффициент продоль-

ной концентрации нагрузки определяется как:

Кпр = Ккп + Ке -1 = 1.8 + 1.5 -1 = 2.3

Коэффициетны неравномерности распределения нагрузки между зубьями по

табл. 5.7. [2]. Кз = 1.8, Кз’ = 1.4. Общиt коэффициенты концентрации нагру-

зок при Кп = 1 :

Ксм = Кз \* Кпр \* Кп = 1.8 \* 2.3 \* 1 = 4.14

Кизн = Кз’ \* Кпр = 1.4 \* 2.3 = 3.22

6.3.3. Определяем допускаемое среднее давление на смятие по формуле:

приняв σТ = 550 н/мм2 и S = 1.25 (с. 87 [2] )

[σсм] = σТ / (S \* Ксм \* КL) ,

[σсм] = 550 / (1.25 \* 4.14 \*0.43) = 247.16,

где коэффициент долговечности

КL = Кн \* КN = 0.57 \* 0.8 = 0.43

при Кн = 0.57 (табл. 5.9 [2]) и

КN = √60\*Lh\*n / No ,

где Lh - срок службы = 15\*103 ч.

n - частота вращения = 484 об/мин

КN = √ 60\*15\*103\*484 / 108 = 0.8,

6.3.4. Соединение удовлетворяет условию прочности на смятие, так как

(σ = 7.8) < ([σсм] = 247)

6.3.5. Определяем допускаемое среднее давление на износ.

[σизн] = [σусл] / (Кизн \* КL \* Кр ) н/мм2,

где [σусл] = 110 н/мм2 по табл. 5.6. [2]

Кр = Кс \* Кос ,

где Кс = 1, коэффичиент смазки (при средней смазке)

Кос = 1.25, при нежестком закреплении ступицы на валу.

Кр = 1 \* 1.25 = 1.25

[σусл] = 110 / (3.22 \* 0.44 \* 1.25) = 63 н/мм2

Соединение удовлетворяет прочности на износ так как

(σ = 7.8) < ([σизн] = 63)

7. Подбор муфты.

По условию задана предохранительная муфта со срезным штифтом.

Муфты этой группы ограничивают передаваемый момент и предохраняют

части машин от поломок при перегрузках, превышающих расчетные. При ава-

рийной перегрузке штифт срезается, и привод выключается. Материал штифта

сталь 45 или пружинистая сталь; втулки из стали 45 или 45Х закаленные.

8. Смазка коробки скоростей.

В настоящее время в машиностроении для смазывания передач широко

применяют картерную систему. В корпус редуктора или коробки передач зали-

вается масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. При их вращении

масло увлекается зубьями, распыляется, попадает на внутренние стенки корпуса

откуда стекает в нижнюю его часть.

Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает

поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Картерную смазку применяют при окружной скорости зубчатых колес от 0.3

до 12.5 м/с. При более высоких скоростях масло сбрасывается с зубьев центро-

бежной силой и зацепление работает при недостаточной смазке. Кроме того,

заметно увеличиваются потери мощности на перемешивание масла и повышает

его температуру.

Выбор смазочного материала основан на величине окружной скорости.

В виду небольшой окружной скорости выбираем масло Индустриальное И-20

с кинематической вязкостью 17 ... 23 \* 10-6 м2/с.

9. Описание конструкции коробки скоростей.

Вращающий момент от электродвигателя, через предохранительную муфту,

которой является муфта со срезным штифтом, подается на вал №1. На валу рас-

положены шестерни Z1 и Z2 причем Z2 больше по диаметру чем Z1. На промежу-

точный вал вращательный момент передается за счет перемещаемого блока ко-

лес Z3 , Z4.

Промежуточный вал является шлицевым, что позволяет перемещать блок

колес вдоль осевого направления, что и обеспечивает регулировку зацепле-

ния между одной из двух пар : шестерня - колесо. Тем самым изменяя передава-

емую угловую скорость.

Промежуточный вал так же имеет второй блок подвижных колес Z5 Z6 Z7

который, в свою очередь, регулирует зацепление с колесами на выходном валу

Z8 Z9 Z10 ,умножая тем самым две предыдущие возможные скорости еще на три

таким образом коробка скоростей обеспечивает диапазон из 6-ти скоростей и

соответствует формуле P x P = 2 x 3.

На выходной (ведомый) вал, вне коробки скоростей, посажена звездочка ко-

торая предает, с помощью цепной передачи, вращающий момент непосредстве-

нно на механический привод.

Валы посажены на радиальные шарико-подшипники. Имеющие возможность

в одном из посадочных отверстий перемещаться в осевом направлении, регули-

руя тепловое удлинение вала, а с другого торца жестко подпертых крышкой.

В местах выхода вала за пределы коробки скоростей поставлены резиновые

уплотнения, предотвращающие выход масла - с одной стороны, и проникнове-

ние грязи - с другой.

Валы I и I I I - выполнены укороченными, что понижает напряжения возника-

ющие при работе коробки скоростей.

Для обеспечения смазки механизмов, в корпусе коробки скоростей предусмо-

трено отверстие для заливки масла. А так же выполнен смотровой люк и отду-

шина обеспечивающая регулировку давления внутри коробки в процессе рабо-

ты.

10. Стандартизация. Описание ГОСТ 8338 - 75.

Подшипники шариковые радиальные однорядные ГОСТ

Основные размеры 8338 - 75 \*

(СТ СЭВ 3795-82)

Single row radial ball bearings. Взамен

Boundary dimensions. ГОСТ 8338 - 57

ОКП 46 1200

Настоящий стандарт распростроняется на шариковые радиальные одно-

рядные подшипники. Стандарт полностью соответствует СТ СЭВ 3795-82

1. Основные размеры и масса подшипников должны соответствовать табли-

чным данным.

B B - Номинальная ширина подшипника, мм

r x 45° D - Номинальный наружный диаметр

4 фаски цилиндрической поверхности наружного

кольца, мм

d - Номинальный диаметр отверстия

внутреннего кольца, мм

r - Номинальная координата монтажной

фаски, мм

Пример условного обозначения шарикового радиального подшипника обле-

гченной серии диаметров 1, серии ширин 0 с d = 50 мм, D = 80 мм и B = 16 мм

Подшипник 110 ГОСТ 8338-75

Технологические требования по ГОСТ 520 - 71

Технологические требования к посадочным местам вала и корпуса

по ГОСТ 3325-55

Величины статической (С0) и динамической (С) грузоподьемности

приведены в справочном приложении.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.

1. Ицкович Г.М. и др. Курсовое проектирование деталей машин.

-М.: Машиностроение, 1970.

2. Детали машин. Примеры и задачи. /Под общей редакцией С.Н.Ничипорчика

-М.: Вышэйшая школа, 1981.

3. Дунаев П.Ф. Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин.

-М.: Высшая школа, 1985.

4. Гузенков П.Г. Детали машин. -М.: Высшая школа, 1975.