**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РФ**

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ**

**« »**

**Факультет \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_**

**Кафедра \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_**

**Дата регистрации работы на кафедре \_\_\_\_\_\_\_\_\_**

**Отметка о допуске к защите \_\_\_\_\_\_\_\_\_**

**Оценка за защиту \_\_\_\_\_\_\_\_\_**

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

**по дисциплине \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_**

**Тема: «\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_»**

**Исполнитель:**

**\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_**

**студент (факультет, курс, группа)**

**\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_**

**фамилия, имя, отчество**

**Руководитель:**

**\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_**

**ученое звание, ученая степень, должность,**

**\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_**

**фамилия, имя, отчество**

**2018**

СОДЕРЖАНИЕ

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

2

Разраб.

Провер.

Т. Контр.

Н. Контр.

Утверд.

*Редуктор*

Лит.

Листов

Реценз.

Масса

Масштаб

ВВЕДЕНИЕ………………………………………………………………………..4

1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА. ………………..5

2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ……………………………………………………..……..8

2.1 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ………….…..……………..………..…......8

2.2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ……………..14

2.7. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ……….…..27

3. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ. ………………………………38

4.РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ…………………………………..50

5. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ.……..52

6. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ, СТАНКОВ И КРЫШЕК…………………………………………………………………...….....56

7. СМАЗЫВАНИЕ ЗАЦЕПЛЕНИЙ……………………………………...…......58

8. УСТАНОВОЧНЫЕ РАМЫ И ПЛИТЫ, КРЕПЛЕНИЕ К ПОЛУ…….…….59

9. ВЫБОР МУФТ……………………………………......................................62

10. ВЫБОР ПОСАДОК…………………………………..……...........................64

11. СБОРКА И РЕГУЛИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА…..……..............................65

12.ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ…..……..........................................................66

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ…..……...............................67

**Задание**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | | | Министерство Образования и науки РФ  Тольяттинский государственный университет  Кафедра «Нанотехнологии, материаловедение и механика» | | | | | |
| **Вариант №54** | | | **Задание к курсовому проекту** | | | | | |
| ***Задание***  Цилиндрический двухступенчатый редуктор, зубчатые передачи косозубые, расположены последовательно, на выходе цепная передача | | | | | | | | |
| ***Схема привода*** | | | | | | | | |
| редукторы6  2  1  3 | | | | | | | |  |
| ЭД – электродвигатель;  1 – цилиндрическая косозубая передача (1 – я ступень);  2 – цилиндрическая косозубая передача (2 – я ступень);  3 – цепная передача | | | | | | | | |
| ***Исходные данные*** | | | | | | | | |
| РВВ, кВт | nВВ, об/мин | Срок службы | | *КСУТ* | *КГОД* | Режим нагружения | Коэф-т перегрузки | |
| 12 | 34 | 7 лет | | 0,85 | 0,6 | Со средней неравномерностью | 1,8 | |
| Примечание: РВВ – мощность на выходном валу;  nВВ – частота вращения на выходном валу. | | | | | | | | |
|  | | | | | | | | |
| Студент\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ | | | | | | | | |
|  | | | | | | | | |
| Преподаватель П.А. Мельников \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ дата «\_\_\_\_» \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ 2013 г. | | | | | | | | |
|  | | | | | | | | |

**ВВЕДЕНИЕ**

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных (колес) передач, выполненных в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающегося момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугунного или сварного стального), в котором помещены элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. В отдельных случаях в корпусе размещают также другие вспомогательные устройства.

Редукторы классифицируются по следующим основным признакам: типу передачи (зубчатые, червячные или зубчато-червячные);

числу ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.);

типу зубчатых колес (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т.д.);

относительному расположению валов редуктора в пространстве (горизонтальные, вертикальные);

особенностям кинематической схемы (развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т.д.).

Двухступенчатые цилиндрические редукторы.

Наиболее распространены двухступенчатые горизонтальные редукторы, выполненные по развернутой схеме. Эти редукторы отличаются простотой, но из-за несимметричного расположения колес на валах повышается концентрация нагрузки по длине зуба. Поэтому в этих редукторах следует применять жесткие валы.

Проектируемые машины должны иметь наиболее высокие эксплуатационные показатели (производительность, КПД), небольшой расход энергии и эксплуатационных материалов при наименьшем весе и габаритах: высокую надежность: быть экономичными как в процессе производства, так и в процессе эксплуатации, быть удобными и безопасными в обслуживании: допускать автоматизацию работы машины, стандартизацию деталей и сборочных единиц. Машиностроение имеет большое значение в экономике, так как на базе машиностроения развиваются все остальные отрасли промышленности и сельского хозяйства.

**1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА**

Определяем общий КПД привода

 (1.1)



Определяем потребную мощность

 (1.2)

 Вт

Принимаем двигатель с передаваемой мощностью 15 кВт и частотой вращения 1465 об/мин. Марка двигателя: 4А160S4У3.

Определяем общее передаточное отношение привода (стр.364 [1], стр.368 [1])

 (1.4)











Находим мощности на каждом из валов

 Вт

 кВт

 кВт

 кВт



Теперь находим частоту вращения

 об/мин

 об/мин

 об/мин

 об/мин

 об/мин

Находим крутящий момент на каждом из валов









Полученные данные заносим в таблицу 1.

Таблица 1. Кинематический расчёт

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **№ вала** | **P, Вт** | **T, Н м** | **n, об/мин** |
| 1 | 13840 | 90 | 1465 |
| 2 | 13288 | 328 | 3986 |
| 3 | 12760 | 896 | 136 |
| 4 | 12000 | 3370 | 34 |

**2 РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ**

**2.1 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Исходные данные для расчета:

а) мощность на валу ведущей звездочки Р3 = 12760 Вт;

б) частота вращения ведущей звездочки n3 = 136 об/мин;

в) передаточное число U = 4;

г) условия эксплуатации (работа без пыли; передача открытая; расположение -горизонтальное; работа в одну смену; смазка - удовлетворительная; натяжение цепи не предусматривается).

**Порядок расчета**

1. Выбор типа приводной цепи. В цепных передачах применяют приводные роликовые, втулочные и зубчатые цепи.

Роликовые цепи нормальной серии ПР (ГОСТ 13568-75) получили наибольшее распространение в различных механических приводах. Их изготовляют одно-(ПР), двух-(2ПР), трех-(ЗПР) и четырехрядными (4ПР). Предпочтение следует отдавать однорядным цепям. Четырехрядные цепи без особых требований не рекомендуется применять ввиду необходимости использования звездочек по­вышенной точности и усложнения монтажа.

Втулочные цепи ПВ (ГОСТ 13568-75) аналогичны роликовым, но у них отсут­ствуют ролики. Их применяют в основном в мотоциклах и автомобилях.

Зубчатые цепи с шарнирами качения по ГОСТ 13522-81 отличаются повы­шенной надежностью, скоростью и кинематической точностью. Однако они бо­лее тяжелые и дорогостоящие и поэтому имеют ограниченное применение. Их используют обычно при высоких скоростях - до 35 м/с.

Рассчитываемая цепная передача является последней ступенью привода. По­этому при небольшой скорости движения она будет испытывать значительные нагрузки. Выбираем приводную роликовую цепь.

2. Выбор чисел зубьев звёздочек. В нашем примере меньшая звездочка явля­ется ведущей, а большая - ведомой. Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки роликовой цепи согласно [4]

z; = 29-2Uц,> 13. (2.21)

При UЦ = 4 z, = 29-2\*4= 21> 13.

Полученная величина Z= 21 примерно соответствует и рекомендациям М.Н. Иванова (см. табл.Ш.27 приложения 1П [3,с. 378]).

Число зубьев большей (ведомой) звездочки 

Для того, чтобы роликовая цепь в процессе изнашивания не соскакивала с большей звездочки, необходимо выполнение условия z2=84< z2max = 120.

Тогда фактическое передаточное число

 (2.22)



Отклонение  и :

 , (2.23)

, что допустимо.

3. Предварительное определение межосевого расстояния. По соображени­ям долговечности цепи предварительно величину межосевого расстояния будем принимать в диапазоне а = (30...50)рц, где рц - шаг цепи, мм.

4. Определение коэффициента эксплуатации кэ. По таблице 1П.29 прило­жения 1П [1,с. 391]:

а) коэффициент динамической нагрузки кД = 1,3 (нагрузка переменная);

б) коэффициент межосевого расстояния *ка =* 1 [для *а =* (30... 50)pц];

в) коэффициент наклона передачи к горизонту *кн =* 1 (передача горизонталь­ная);

г) коэффициент способа регулировки натяжения цепи *кРЕГ =* 1,25 (натяжение цепи не регулируется);

д) коэффициент смазки и загрязнения передачи *Kc -* 1 [производство без пыли, качество смазки - II (удовлетворительная: густая внутришарнирная при V < 4 м/с, см. таблицу Ш. 28 приложения Ш) [1,с. 390];

е) коэффициент режима или продолжительности работы передачи в течении суток *Креж=1* (работа в одну смену).

Тогда коэффициент эксплуатации

 (2.24)



5. Определение коэффициентов *kz* и *kn* Число зубьев малой звездочки типо­вой передачи принимается только  (см. таблицу 1П.30 приложения 1П [1,с. 391]). Число зубьев малой звездочки проектируемой передачи Z1 = 24. Тогда коэффи­циент числа зубьев:



Частота вращения малой звездочки проектируемой передачи *п3 = 136* об/мин. Ближайшая частота вращения малой звездочки типовой передачи *п03 =200* об/мин (см. таблицу 1П.31 приложения 1П [1,с. 391]). Тогда коэффициент частоты враще­ния:

 (2.25)



6. Выбор цепи.

Первоначально ориентируемся на однорядную цепь. Тогда расчетная мощность, передаваемая однорядной цепью для проектируемой пе­редачи



Ближайшей большей допускаемой расчетной мощностью *[Рр]* по табл. 1П.30 приложения 1П [1,с. 391] при *Z01 =* 21 и *n01 = 136* об/мин является *[РР]* = 15.0 кВт для одно­рядной цепи ПР-19.05 - 31800 с шагом *рц = 19.05* мм.

Для того, чтобы решить вопрос о том, подходит нам однорядная цепь с таким шагом или нет, определим, какие же при этом получаются делительные диа­метры звездочек:

 (2.26)

Так как ведомая звездочка диаметром *dd2* устанавливается на приводном валу, на котором в свою очередь находится ведущая тяговая звездочка (шаг t = 125 мм, число зубьев *z =* 12), определим делительный диаметр *dd* тяговой звездочки и сравним их размеры:



Мы видим, что *dd2* непревышает *dd,* значит конструкция не нарушена. Для дальнейшей разработки принимаем вариант привода с однорядной роликовой цепью ПР-19.05-31800. Скорость цепи:

 (2.27)



По табл. 1П. 28 приложения 1П [1,с. 390] при назначаем для цепи густую внутришарнирную смазку (качество смазки II).

7. Определение межосевого расстояния и длины цепи. Ранее (см. п. 3) из соображений долговечности цепи мы приняли, что предварительная величина межосевого расстояния *а* будет находится в диапазоне

а = (30...50) *рц.*

Так как меньшее значение рекомендуется [3] для Uц = 1 ...3, при *иц = 4* принимаем:

.

Длина цепи в шагах или число звеньев цепи

 (2.28)



Округляем *LP* до целого четного числа, для того, чтобы не применять специ­альных соединительных звеньев. Для принятого значения *LP* = 84 уточняем *а:*

 (2.29)



Так как цепная передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи, расчетное межосевое расстояние *а* уменьшают на величину *.* Тогда принимаем =4 мм и тогда окончательная величина межосевого расстояния  мм.

8. Силы в цепной передаче и требования монтажа.

Окружная сила:  (2.30)



По табл. 1П.33 приложения 1П [1,с. 393] коэффициент провисания цепи при горизон­тальном ее расположении *kf=6.*

По табл. 1П. 31 приложения 1П масса 1 м цепи ПР с шагом *рц* = 19.05 мм со­ставляет 1.9 кг, т.е. погонная масса q=1.9 кг/м.

Натяжение цепи от силы тяжести провисающей ведомой ветви

 (2.31)

, где *а* = 1,32 м; *g=* 9,81м/с2 - ускорение свободного падения.

Натяжение цепи от центробежных сил

 (2.32)



Разрушающая нагрузка цепи ПР с шагом *рч* = 19.05 мм по табл. 1П.31 [1,с.391] *FP =*31.8кH. Уточним расчетный коэффициент запаса прочности цепи

 (2.33)



где =1,3 -коэффициент динамической нагрузки (см. п.4).

Допускаемый коэффициент запаса прочности цени но табл. 1П.34 приложения 1П [1,с. 393] линейным интерполированием *[S]* = 8.0.

Цепь ПР – 19.05 – 31.800 подходит, так как *S=8,7>[S] =* 8.0.

Нагрузка на валы цепной передачи:



где *км=* 1,15 - при горизонтальной передаче и угле наклона передачи < 40°; *км =* 1,05 - при угле наклона передачи более 40° и при вертикальной передаче. Сила *Fц* направлена по линии, соединяющей центры звездочек.

При монтаже цепной передачи предельное отклонение *AS* (мм) звездочек от од ной плоскости и предельные углы их смещения *S,* перекоса валов у и их скрещивания (град) (рис. 1) определяют по формуле:

;

;

;

.

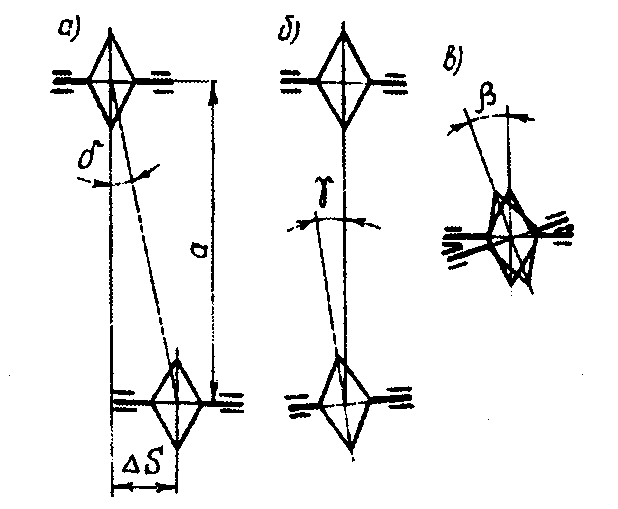


Рисунок 1

**2.2 Расчет косозубой**

**цилиндрической передачи**

Исходные данные для расчета:

а) частота вращения шестерни n1=1465 об/мин;

б) частота вращения колеса n2 = 386 об/мин;

в) передаточное число ступени UБ = 3,8;

г) вращающий момент на валу колеса Т2 = 328 Н • м.

д) расчетный срок службы Lh=7\*8\*365\*0.85\*0.6=10400ч;

Проектный расчет

1.Выбор варианта термообработки зубчатых колес.

Принимаем вариант термообработки (т.о.) I (см. табл. 1П.6 приложения 1П): т.о. шестерни - улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ; т.о. колеса - улучшение, твердость поверхности 235...262 НВ; марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х;

2.Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на сопротивление контактной усталости. Средняя твердость H поверхности зубьев:

 НВ;

 НВ;

Предел контактной выносливости поверхности зубьев σH lim, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П) для т.о. улучшение:

 МПа;

 МПа;

Расчетный коэффициент SН (табл. 1П.9 приложения 1П) для т.о. улучшение:

SН1= SН2=1,1.

Базовое число циклов напряжений NН lim:

 (2.14)

;

;

Эквивалентное число циклов напряжений NНE за расчетный срок службы передачи Lh=10400 часов:

 (2.15)

;

;

где с1, и с2 -число зацеплений за один оборот соответственно зуба шестерни и зуба колеса; с1=1; с2 =1; µH=0,125 – согласно графика.

Определяем коэффициенты долговечности ZN1и ZN2. Так как NНE1>NНlim1, тогда

 (2.16)

.

Так как NНE2>NНlim2, тогда

.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на сопротивление контактной усталости:

 (2.17)

МПа;

МПа;

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения [σн] при расчете косозубой цилиндрической передачи на контактную усталость принимается минимальное напряжение из [σн]1 и [σн]2.

В нашем примере [σн]= [σн]1=500 МПа.



При этом необходимо выполнения условия:

, где  минимальное значение из  И .

Тогда МПа;

При этом: ,  МПа – условие не выполняется, тогда к качестве расчётной величины [σн] = [σн]1=500 МПа.

3. Определение межосевого расстоянии. По табл. 1П.11 приложения 1П выберем коэффициент ψba. В данной таблице в зависимости от расположения зубчатых колес относительно опор и твердости рабочих поверхностей зубьев указывается диапазон рекомендуемых значений ψba. В указанном диапазоне ψba рекомендуется принимать из ряда стандартных чисел: 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4 и 0,5. Данных рекомендаций допускается не придерживаться при проектировании нестандартных редукторов.

В нашем примере шестерня рассчитываемой ступени расположена симметрично относительно опор, а колесо - симметрично (см. схему привода). По табл. 1П.11 приложения 1П при HB1<350 и HB2<350 принимаем из диапазона ψba = 0,3...0,5 расчетное значение ψba =0,5 и значение ψbdmax=1,4.

Тогда коэффициент ψba (предварительно):



По табл. 1П.12 приложения 1П при НВ1<350 и НВ2 <350 для кривой IV (редуктор соосный) принимаем коэффициент КHβ = 1.

Приняв для косозубой цилиндрической передачи вспомогательный коэффициент Кα= 430, определим предварительно межосевое расстояние а'w :

 (2.18)

мм.

По табл. 1П. 13 приложения 1П принимаем ближайшее стандартное значение аw = 120мм.

4. Определение модуля передачи.

мм

Примем m =2 мм.

5. Определение угла наклона зубьев, а также чисел зубьев шестерни и колеса.

Угол наклона в косозубой передаче составляет сел . При этом угол наклона должен быть выбран таким, чтобы был обеспечен коэффициент осевого перекрытия , т. е.:

 (2.19)

Для косозубой нераздвоенной ступени примем коэффициент .

Тогда: , .



Угол находится в рекомендуемом диапазоне от 8…22 для нераздвоенных косозубых ступеней.

Число зубьев шестерни: 

Принимаем z=24.

При этом, с целью исключения подрезания зубьев шестерни должно выполнятся условие: .

Число зубьев колеса: .

Уточняем окончательно значение угла:

, 

6. Определение фактического передаточного числа ступени.

 (2.20)



Отклонение Uф от U:

.

7. Определение основных размеров шестерни и колеса. Диаметры делительные:

 (2.21)

 мм;

 мм;

Проверка:

 мм.

Примем коэффициент высоты головки зуба ha\* = 1 и коэффициент радиального зазора с\*= 0,25. Тогда, диаметры окружностей вершин da и впадин df зубьев при высотной модификации:

мм;

мм;

мм;

мм.

Ширина венца колеса

 мм, см. п. 5.

Ширина венца шестерни

мм.

Уточняем коэффициент ψbd:

, что меньше ψbdmax =0,71

Проверочный расчет

8. Проверка пригодности заготовок зубчатых колес и выбор материала

для их изготовления. Диаметр заготовки шестерни

 мм.

Условие пригодности заготовки шестерни

,

Где Dпред -см. табл.1П.7 приложения 1П. Для стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 235...262 НВ Dпред=200 мм. Таким образом, для изготовления шестерни принимаем сталь 40Х. Выберем материал для изготовления колеса. Для этого определим толщину заготовки диска колеса Сзаг и толщину заготовки обода Sзаг:

 мм;

 мм.

Наибольшую из величин Сзаг и Sзаг сравниваем для той же марки стали, что и для шестерни (т.е. 40Х) по табл. 1П.7 приложения 1П при т.о. улучшение для твердости поверхности 235...262 НВ с Sпред =125 мм. Условие Сзаг =16< Sпред =125 мм выполняется. Таким образом, для изготовления колеса также подходит сталь 40Х

9. Определение степени точности передачи. Окружная скорость υ (м/с)

шестерни или колеса в полюсе зацепления одинакова и может быть определена:

 (2.22)

 м/с.

По табл. 1П.15 приложения 1П, исходя из υ =3.9 м/с для косозубых цилиндрических передач выбираем 8-ю степень точности, при которой допускается окружная скорость зубчатых колес до 4 м/с.

10. Уточнение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете на сопротивление контактной усталости. На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1, принимаем параметр шероховатости Rа = 3,2 мкм и коэффициент ZR =1. Коэффициент ZV =1, т.к. υ<5 м/с.

Тогда по формуле:

 (2.23)

МПа;

МПа;

Таким образом, уточненные величины [σн]1 и [σн]2 остались такими же , как и при предварительном расчете ввиду того, что произведение ZR ZV оказалось равным 0,9.

Следовательно, уточненная величина расчетного допускаемого контактного напряжения [σн] будет такой же, как и при предварительном расчете, т.е. [σн]=500 МПа (см. п. 2).

11. Определение сил, действующих в косозубом зацеплении. Окружная сила Ft на делительном цилиндре

 (2.24)

Н

При этом для шестерни и колеса:

Н.

Радиальная сила Fr:

 (2.25)

Н.

Осевая сила Fа:

Н.

12.Определение коэффициента нагрузки Кн. При расчете на сопротивление контактной усталости



Коэффициент КНа = 1 -для косозубых передач.

Коэффициент KHβ уточняем по той же кривой IV при HB1<350 и HB2<350 (см. табл. 1П.12 приложения 1П), что и при предварительном расчете в п.3, в зависимости от уточненной в п.7 величины ψbd=0,98. При этом коэффициент Kнβ практически не изменился: KHβ=1,05.

По табл. 1П.17 приложения 1П коэффициент δН=0,06 при HB1<350 и HB2<350 .

По табл. 1П.18 приложения 1П коэффициент g0= 5,6 (при m=2 мм и 8-й степени точности).

Тогда динамическая добавка

 (2.26)



Коэффициент KHV:

.

Окончательно

.

13. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости. Для стальных зубчатых колес коэффициент ZH, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубьев: ZЕ =190 МПа1/2.

Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости. Для стальных зубчатых колес коэффициент ZH, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубьев: ZЕ =190 МПа1/2.

Коэффициент ZН, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацеплений.

Коэффициент ZH для косозубой передачи без смещения:



Где - делительный угол профиля в торцевом сечении:



 - основной угол наклона зубьев

,

,



Коэффициент я косозубых передач определяют в зависимости от от коэффициента осевого перекрытия .

Коэффициент торцового перекрытия зубьев для косозубой передачи при­ближенно можно определить по формуле



Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для косозубой передачи, так как , то: .

Расчетное значение контактного напряжения

 МПа

Сопротивление контактной усталости обеспечивается, так как выполняется условие: σн=422 МПа < [σн]=500 МПа.

14. Определение допускаемого напряжения изгиба при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе. По табл. 1П.9 приложения 1П принимаем:

а) для шестерни (т. о. улучшение + закалка ТВЧ), при m=2 мм.

МПа; ;

б) для колеса (т. о. улучшение)

МПа, (см. п.2), 

Принимаем величины qF, YNmax:

а) для шестерни qF = 9; YNmaх=2,5 при H1>350 МПа;

б) для колеса qF = 6; YNmaх=4 при H1<350 МПа;

Для шестерни при NFE> NFlim1 принимается YN1 =1.

Для колеса при при NFE> NFlim1 принимается YN1 =1.

Тогда допускаемое напряжение изгиба:

 МПа;

 МПа.

15. Определение коэффициента нагрузки КF. Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе:



(2.27)

Коэффициент КFа = 1 -для косозубых передач.

Коэффициент KFβ принимаем по табл. 1П.12 приложения 1П при HB1<350 и HB2<350 при ψbd=0,98 (кривая V): KFβ =1,1.

Коэффициент δF ,учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев:δF =0,16 .

Коэффициент g0= 5,6- см. п.12.

Тогда динамическая добавка



Коэффициент KHV:

.

Окончательно

.

16. Проверочный расчет зубьев на сопротивление усталости при изгибе.

Условие сопротивления усталости зубьев при изгибе для косозубой передачи согласно ГОСТ 21354-87:



Коэффициент YFS, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений:



 - эквивалентное число зубьев:

;

;

При =0, =0:





- коэффициент учитывающий наклон зубьев:





- коэффициент учитывающий перекрытие зубьев:

 - где =1,7 (см. п. 13).

Тогда:



Отмечаем, что для данного варианта термообработки основным критерием работоспособности передачи является сопротивление контактной усталости, а не усталости при изгибе.

17. Проверочный расчет передачи на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости. По табл. 1П.9 приложения 1П предельно допускаемое контактное напряжение :

 МПа;

где -  - максимальное контактное напряжение,  - кратковременная перегрузка.

Определяем для шестерни и колеса  согласно таблице 1П.9 приложения 1П.:

а) для шестерни:  МПа.

б) для колеса МПа.

В качестве расчётной принимаем наименьшую величину  МПа.

Тогда для рассчитываемой ступени:

МПа.

18. Проверочный расчет передачи при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе.



где - максимальное напряжение изгиба при кратковременной перегрузки.

По табл. 1П.9 приложения 1П предельно допускаемое напряжение изгиба

:

а) для шестерни: Мпа;

б) для колеса:  Мпа,

где (см. п. 2).

Ранее мы получили  (см. п. 16).

Тогда для рассчитываемой ступени:



**2.3 Расчет прямозубой**

**цилиндрической передачи**

Исходные данные для расчета:

а) частота вращения шестерни n1=328 об/мин;

б) частота вращения колеса n2 = 136 об/мин;

в) передаточное число ступени UТ = 2.8;

г) вращающий момент на валу колеса Т2 = 896 Н • м.

д) расчетный срок службы (ресурс работы) Lh=10400 ч;

Проектный расчет

1.Выбор варианта термообработки зубчатых колес.

Принимаем вариант термообработки (т.о.) I (см. табл. 1П.6 приложения 1П): т.о. шестерни - улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ; т.о. колеса - улучшение, твердость поверхности 235...262 НВ; марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х;

2.Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на сопротивление контактной усталости. Средняя твердость H поверхности зубьев:

 НВ;

 НВ;

Предел контактной выносливости поверхности зубьев σH lim, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П) для т.о. улучшение:

 МПа;

 МПа;

Расчетный коэффициент SН (табл. 1П.9 приложения 1П) для т.о. улучшение:

SН1= SН2=1,1.

Базовое число циклов напряжений NН lim:

 (2.14)

;

;

Эквивалентное число циклов напряжений NНE за расчетный срок службы передачи Lh=10400 часов:

 (2.15)

;

;

где с1, и с2 -число зацеплений за один оборот соответственно зуба шестерни и зуба колеса; с1=1; с2 =1; µH=0,125 – согласно графика нагружения.

Определяем коэффициенты долговечности ZN1и ZN2. Так как NНE1>NНlim1, тогда

 (2.16)

.

Так как NНE2>NНlim2, тогда

.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на сопротивление контактной усталости:

 (2.17)

МПа;

МПа;

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения [σн] при расчете косозубой цилиндрической передачи на контактную усталость принимается минимальное напряжение из [σн]1 и [σн]2.

В нашем примере [σн]= [σн]1=526 МПа.



При этом необходимо выполнения условия:

, где  минимальное значение из  И .

Тогда МПа;

При этом: ,  МПа – условие не выполняется, тогда к качестве расчётной величины [σн] = [σн]1=526 МПа.

3. Определение межосевого расстоянии. По табл. 1П.11 приложения 1П выберем коэффициент ψba. В данной таблице в зависимости от расположения зубчатых колес относительно опор и твердости рабочих поверхностей зубьев указывается диапазон рекомендуемых значений ψba. В указанном диапазоне ψba рекомендуется принимать из ряда стандартных чисел: 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4 и 0,5. Данных рекомендаций допускается не придерживаться при проектировании нестандартных редукторов.

В нашем примере шестерня рассчитываемой ступени расположена симметрично относительно опор, а колесо - симметрично (см. схему привода). По табл. 1П.11 приложения 1П при HB1<350 и HB2<350 принимаем из диапазона ψba = 0,3...0,5 расчетное значение ψba =0,4 и значение ψbdmax=1,4.

Тогда коэффициент ψba (предварительно):



По табл. 1П.12 приложения 1П при НВ1<350 и НВ2 <350 для кривой V (редуктор соосный) принимаем коэффициент КHβ = 1.

Приняв для косозубой цилиндрической передачи вспомогательный коэффициент Кα= 430, определим предварительно межосевое расстояние а'w :

мм.

По табл. 1П. 13 приложения 1П принимаем ближайшее стандартное значение аw = 180мм.

4. Определение модуля передачи.

мм

По табл. 1П.14 приложения 1П для полученного диапазона модулей пользуемся стандартными значениями 1-го ряда, примем m =2,5 мм.

5. Определение угла наклона зубьев, а также чисел зубьев шестерни и колеса.

Угол наклона в косозубой передаче составляет сел . При этом угол наклона должен быть выбран таким, чтобы был обеспечен коэффициент осевого перекрытия , т. е.:

 (2.19)

Для косозубой нераздвоенной ступени примем коэффициент .

Тогда: , .

Ширина венца колеса

мм.

Угол находится в рекомендуемом диапазоне от 8…22 для нераздвоенных косозубых ступеней.

Число зубьев шестерни: 

Принимаем z=37.

При этом, с целью исключения подрезания зубьев шестерни должно выполнятся условие: .

Число зубьев колеса: .

Уточняем окончательно значение угла:

, 

6. Определение фактического передаточного числа ступени.

 (2.20)



Отклонение Uф от U:

.

7. Определение основных размеров шестерни и колеса. Диаметры делительные:

 (2.21)

 мм;

 мм;

Проверка:  мм

Примем коэффициент высоты головки зуба ha\* = 1 и коэффициент радиального зазора с\*= 0,25. Тогда, диаметры окружностей вершин da и впадин df зубьев при высотной модификации:

мм;

мм;

мм;

мм.

Ширина венца шестерни

мм.

Уточняем коэффициент ψbd:

, что меньше ψbdmax =0,8

Проверочный расчет

8. Проверка пригодности заготовок зубчатых колес и выбор материала

для их изготовления. Диаметр заготовки шестерни

 мм.

Условие пригодности заготовки шестерни

,

Где Dпред -см. табл.1П.7 приложения 1П. Для стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 235...262 НВ Dпред=200 мм. Таким образом, для изготовления шестерни принимаем сталь 40Х. Выберем материал для изготовления колеса. Для этого определим толщину заготовки диска колеса Сзаг и толщину заготовки обода Sзаг:

 мм;

 мм.

Наибольшую из величин Сзаг и Sзаг сравниваем для той же марки стали, что и для шестерни (т.е. 40Х) по табл. 1П.7 приложения 1П при т.о. улучшение для твердости поверхности 235...262 НВ с Sпред =125 мм. Условие Сзаг =56< Sпред =125 мм выполняется. Таким образом, для изготовления колеса также подходит сталь 40Х

9. Определение степени точности передачи. Окружная скорость υ (м/с)

шестерни или колеса в полюсе зацепления одинакова и может быть определена:

 м/с.

По табл. 1П.15 приложения 1П, исходя из υ =1,9 м/с для прямозубых цилиндрических передач выбираем 9-ю степень точности, при которой допускается окружная скорость зубчатых колес до 2 м/с.

10. Уточнение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете на сопротивление контактной усталости. На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1, принимаем параметр шероховатости Rа = 3,2 мкм и коэффициент ZR =1. Коэффициент ZV =1, т.к. υ<5 м/с.

Тогда по формуле:

МПа;

МПа;

Таким образом, уточненные величины [σн]1 и [σн]2 остались такими же , как и при предварительном расчете ввиду того, что произведение ZR ZV оказалось равным 0,9.

Следовательно, уточненная величина расчетного допускаемого контактного напряжения [σн] будет такой же, как и при предварительном расчете, т.е. [σн]=526 МПа (см. п. 2).

11. Определение сил, действующих в прямозубом зацеплении. Окружная сила Ft на делительном цилиндре

Н

При этом для шестерни и колеса:

Н.

Радиальная сила Fr:

 (2.25)

Н.

Осевая сила Fа:

Н.

12.Определение коэффициента нагрузки Кн. При расчете на сопротивление контактной усталости



Коэффициент КНа = 1 -для косозубых передач.

Коэффициент KHβ уточняем по той же кривой V при HB1<350 и HB2<350 (см. табл. 1П.12 приложения 1П), что и при предварительном расчете в п.3, в зависимости от уточненной в п.7 величины ψbd=0,98. При этом коэффициент Kнβ практически не изменился: KHβ=1,01.

По табл. 1П.17 приложения 1П коэффициент δН=0,06 при HB1<350 и HB2<350 .

По табл. 1П.18 приложения 1П коэффициент g0= 5,6 (при m=2,5 мм и 9-й степени точности).

Тогда динамическая добавка



Коэффициент KHV:

.

Окончательно

.

13. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости. Для стальных зубчатых колес коэффициент ZH, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубьев: ZЕ =190 МПа1/2.

Коэффициент ZН, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, для прямозубых передач без смещения.

Коэффициент торцового перекрытия зубьев для прямозубой передачи при­ближенно можно определить по формуле



Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубой передачи .

Расчетное значение контактного напряжения

 МПа

Сопротивление контактной усталости обеспечивается, так как выполняется условие: σн=447 МПа < [σн]=526 МПа.

14. Определение допускаемого напряжения изгиба при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе. По табл. 1П.9 приложения 1П принимаем:

а) для шестерни (т. о. улучшение + закалка ТВЧ), при m<3 мм.

МПа; ;

б) для колеса (т. о. улучшение)

МПа, (см. п.2), 

Принимаем величины qF, YNmax:

а) для шестерни qF = 9; YNmaх=2,5 при H1>350 МПа;

б) для колеса qF = 6; YNmaх=4 при H1<350 МПа;

Для шестерни при NFE> NFlim1 принимается YN1 =1.

Для колеса при при NFE> NFlim1 принимается YN1 =1.

Тогда допускаемое напряжение изгиба:

 МПа;

 МПа.

15. Определение коэффициента нагрузки КF. Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе:

Коэффициент КFа = 1 -для косозубых передач.



Коэффициент KFβ принимаем по табл. 1П.12 приложения 1П при HB1<350 и HB2<350 при ψbd=0,98 (кривая V): KFβ =1,1.

Коэффициент δF ,учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев:δF =0,16 .

Коэффициент g0= 5,6- см. п.12.

Тогда динамическая добавка



Коэффициент KHV:

.

Окончательно

.

16. Проверочный расчет зубьев на сопротивление усталости при изгибе.

Условие сопротивления усталости зубьев при изгибе для косозубой передачи согласно ГОСТ 21354-87:



Коэффициент YFS, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений:



 - эквивалентное число зубьев:

;

;

При =0, =0:





- коэффициент учитывающий наклон зубьев:





- коэффициент учитывающий перекрытие зубьев:

 - где =1,7 (см. п. 13).

Тогда:



Отмечаем, что для данного варианта термообработки основным критерием работоспособности передачи является сопротивление контактной усталости, а не усталости при изгибе.

17. Проверочный расчет передачи на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости. По табл. 1П.9 приложения 1П предельно допускаемое контактное напряжение :

 МПа;

где -  - максимальное контактное напряжение,  - кратковременная перегрузка.

Определяем для шестерни и колеса  согласно таблице 1П.9 приложения 1П.:

а) для шестерни:  МПа.

б) для колеса МПа.

В качестве расчётной принимаем наименьшую величину  МПа.

Тогда для рассчитываемой ступени:

МПа.

18. Проверочный расчет передачи при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе.



где - максимальное напряжение изгиба при кратковременной перегрузки.

По табл. 1П.9 приложения 1П предельно допускаемое напряжение изгиба

:

а) для шестерни: Мпа;

б) для колеса:  Мпа,

где (см. п. 2).

Ранее мы получили  (см. п. 16).

Тогда для рассчитываемой ступени:



**3.РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ**

**3.1 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА**

1.Марка стали -40, твердость 240 НВ.

2. Определяем диаметры участков валов:

**Быстроходный вал-шестерня**

мм, принимаем d=24 мм.

 мм, принимаем dп=30 мм.

 мм, принимаем dбп=38 мм.

**Промежуточный вал**

Марка стали – 40 твердость 240 НВ.

мм, принимаем d=44 мм.

 мм, принимаем dп=40 мм.

 мм, принимаем dбк=50 мм.

**Тихоходный вал**

мм, принимаем d=48 мм.

 мм, принимаем dп=55 мм.

 мм, принимаем dбп=64 мм.

После компоновки редуктора на миллиметровке измеряем длины l и f:

Быстроходный вал-шестерня: l=98 мм , f=73 мм.

Промежуточный вал: l=48 мм , f=77 мм, u=59 мм.

Тихоходный вал: l=100 мм , f=88 мм.

Нагрузка от муфты на тихоходный вал: Н.

5.Определяем реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

**Быстроходный вал-шестерня:**

а) вертикальная плоскость:



Н;



Н;

б) горизонтальная плоскость:



Н;



Н;

**Быстроходный вал-шестерня.**

Изгибающий момент:

а) XOZ:

сечение C: 0

сечение A:  Н м;

сечение B: 0;

сечение D:  Н м;

б) YOZ:

сечение C: 0;

сечение A: 0;

сечение B: 0;

сечение D:  Н м;



Крутящий момент Т=90 Н м.

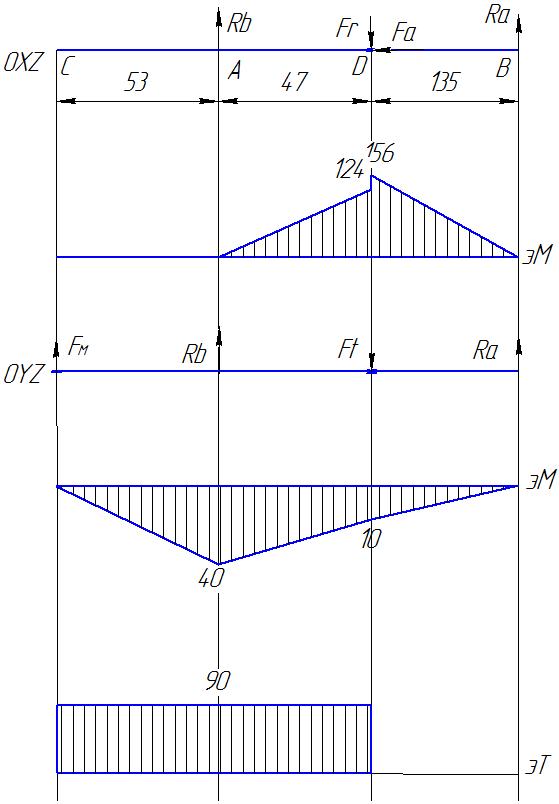


Рисунок 3. Эпюра изгибающих моментов быстроходного вала

**Быстроходный вал-шестерня.**

Наиболее нагруженное сечение D.

Суммарный изгибающий момент:

Н м.

Эквивалентный момент:

Н м.

Диаметр вала:

мм.

Ранее принятое значение dп=30 мм. Это больше, чем требуется по расчету. Прочность по напряжениям изгиба обеспечена.

**Промежуточный вал:**

а) XOZ:

Н

Н;

б) YOZ:



Н;

Н

**Промежуточный вал.**

Изгибающий момент:

а) XOZ:

сечение A: 0;

сечение C:  Н м;

сечение D:  Н м;

сечение B: 0;

б) YOZ:

сечение A: 0;

сечение C:  Н м;

 Н м;

сечение D:  Н м;

 Н м;

сечение B: 0;

Крутящий момент Т=328 Н м.

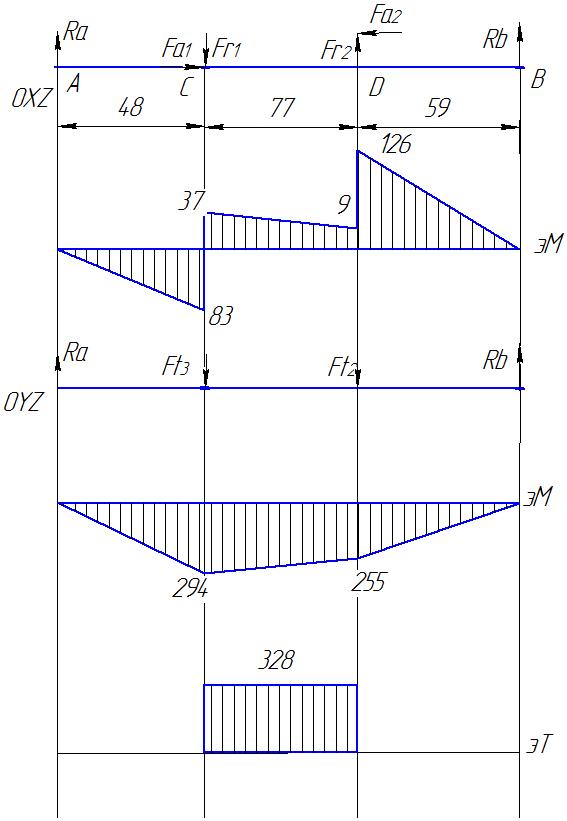


Рисунок 4. Эпюра изгибающих моментов промежуточного вала

**Промежуточный вал.**

Наиболее нагруженное сечение С.

Суммарный изгибающий момент:

Н м.

Эквивалентный момент:

Н м.

Диаметр вала:

мм.

Ранее принятое значение dп=40 мм. Это больше, чем требуется по расчету. Прочность по напряжениям изгиба обеспечена.

**Тихоходный вал:**

а) вертикальная плоскость:



Н;



Н;

б) горизонтальная плоскость:



Н;



Н;

**Тихоходный вал.**

Изгибающий момент:

а) горизонтальная плоскость:

сечение A: 0

сечение B:0

сечение C:  Н м;

сечение D: 0

б) вертикальная плоскость:

сечение A: 0

сечение B: Н м;

сечение C:  Н м;

 Н м;

сечение D: 0

Крутящий момент Т=896 Н м.

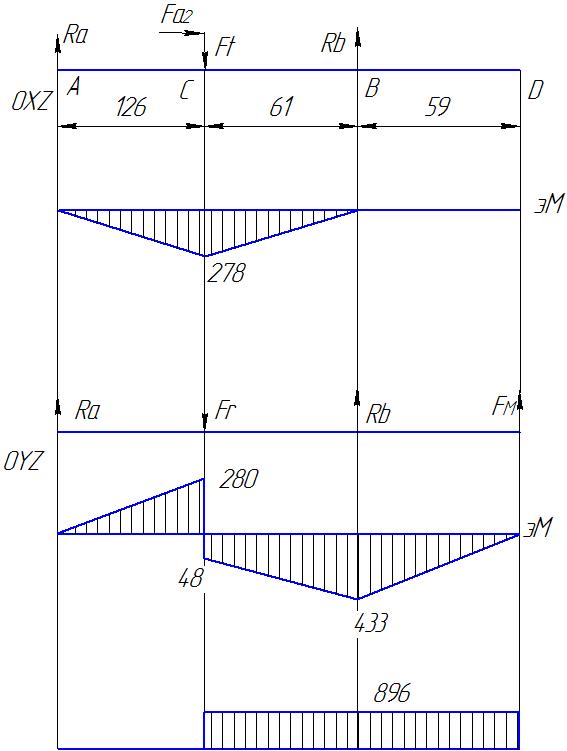


Рисунок 5. Эпюра изгибающих моментов тихоходного вала

**Тихоходный вал.**

Наиболее нагруженное сечение C.

Суммарный изгибающий момент:

Н м.

Эквивалентный момент:

Н м.

Диаметр вала:

мм.

Ранее принятое значение dп=55 мм. Это больше, чем требуется по расчету. Прочность по напряжениям изгиба обеспечена.

**3.2 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ**

**Быстроходный вал-шестерня:**

Для опасного сечения вала по формуле определяем коэффи­циент запаса усталостной прочности S и сравниваем его с до­пускаемым значением [S], принимаемым обычно 1,5...2,5.



где Sσ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:



где σ-1 — предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба; σ-1 = 370 МПа принимается по таблице 1 *(см.* с. 8);

kσ— эффективный коэффициент концентрации нормальных

напряжений;

β— коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности; при *RА=*0,32...2,5 мкм принимают **β**= 0,97...0,90;

εσ — масштабный фактор для нормальных напряжений; отношение *kσ* /εσ = 2,50 *(см.* табл. 8, с. 32);

*σа* — амплитуда цикла нормальных напряжений, МПа:

МПа,

где *W* — момент сопротивления при изгибе, мм3; для сплошного круглого сечения диаметром *d*

;

ψσ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения; ψσ = 0,2 для углеродистых сталей, ψσ = 0,25...0,3 для легированных сталей;

*σm* — среднее напряжение цикла нормальных напряжений, МПа; если осевая сила *Fа* на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то *σm* = 0;

Sτ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:



где τ-1 — предел выносливости стали при симметричном цикле;

τ-1 =0,58 σ-1 , τ-1=150 МПа;

kτ — эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений;

β— коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности; при *RА=*0,32...2,5 мкм принимают **β**= 0,97...0,90;

ετ — масштабный фактор для касательных напряжений; отношение *kτ* /ετ =0,6 *kσ* /εσ+0,4=0,6\*2,50 + 0,4 = 1,90 *(см.* табл. 8, с. 32);

ψτ — коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения; ψτ = 0,1 для всех сталей;

τ*а* и σ*т* — амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений, МПа:

Мпа,

где *Wк* — момент сопротивления при кручении, мм3; для сплошного круглого сечения диаметром d

.

Подставляя полученные значения, получаем

,

.

Расчетный коэффициент усталостной прочности вала в опасном сечении

.

Сопротивление усталости вала в опасном сечении обеспечивается.

**Промежуточный вал:**



где Sσ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:



σ-1 = 370 МПа принимается по таблице 1 *(см.* с. 8);

**β**= 0,95;

*kσ* /εσ = 2,25 *(см.* табл. 8, с. 32);

МПа,

где *W* — момент сопротивления при изгибе, мм3;

;

ψσ = 0,2;

*σm* — среднее напряжение цикла нормальных напряжений, МПа; если осевая сила *Fа* на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то *σm* = 0;

Sτ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:



τ-1=210 МПа;

**β**= 0,95;

*kτ* /ετ =0,6 *kσ* /εσ+0,4=0,6\*4,25 + 0,4 = 2,95 *(см.* табл. 8, с. 32);

ψτ = 0,1 для всех сталей;

 Мпа,

где *Wк* — момент сопротивления при кручении, мм3;

.

Подставляя полученные значения, получаем

,

.

Расчетный коэффициент усталостной прочности вала в опасном сечении

.

Сопротивление усталости вала в опасном сечении обеспечивается.

**Тихоходный вал:**



где Sσ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:



σ-1 = 410 МПа принимается по таблице 1 *(см.* с. 8);

**β**= 0,95;

*kσ* /εσ = 2,50 *(см.* табл. 8, с. 32);

МПа,

где *W* — момент сопротивления при изгибе, мм3;

;

ψσ = 0,2;

*σm* — среднее напряжение цикла нормальных напряжений, МПа; если осевая сила *Fа* на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то *σm* = 0;

Sτ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:



τ-1=230 МПа;

**β**= 0,95;

*kτ* /ετ =0,6 *kσ* /εσ+0,4=0,6\*4,20 + 0,4 = 2,92 *(см.* табл. 8, с. 32);

ψτ = 0,1 для всех сталей;

 Мпа,

где *Wк* — момент сопротивления при кручении, мм3;

.

Подставляя полученные значения, получаем



.

Расчетный коэффициент усталостной прочности вала в опасном сечении

.

Сопротивление усталости вала в опасном сечении обеспечивается.

# **4. рАСЧЕТ шпоночных соединений**

**Муфта**

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую. Материал шпонки - сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле:



Мпа

где Т - момент на валу, T=90 Н·м; d - диаметр вала, d=24 мм; h - высота шпонки, h=6 мм; b - ширина шпонки, b=6; lраб – рабочая длина шпонки, lраб=l-b=48-6=42 мм, t1 - глубина паза вала, t1.=3,5 мм. Допускаемые напряжения смятия при переменной нагрузке и при стальной ступице [σсм] = 160 МПа. Условия прочности выполнены.

**Колесо цилиндрической передачи.**

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую. Материал шпонки - сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле:



Мпа

где Т - момент на валу, T=328 Н м; d - диаметр вала, d=50 мм; h - высота шпонки, h=8мм; b - ширина шпонки, b=12; lраб – рабочая длина шпонки, lраб=l-b=56-12=45 мм, t1 - глубина паза вала, t1.=5 мм. Допускаемые напряжения смятия при переменной нагрузке и при стальной ступице [σсм] = 160 МПа. Условия прочности выполнены.

**Колесо цилиндрической передачи.**

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую. Материал шпонки - сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле:



Мпа

где Т - момент на валу, T=896 Н м; d - диаметр вала, d=67 мм; h - высота шпонки, h=10мм; b - ширина шпонки, b=14; lраб – рабочая длина шпонки, lраб=l-b=64-14=50 мм, t1 - глубина паза вала, t1.=10,5 мм. Допускаемые напряжения смятия при переменной нагрузке и при стальной ступице [σсм] = 160 МПа. Условия прочности выполнены.

**Муфта на тихоходном валу.**

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую. Материал шпонки - сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле:



Мпа

где Т - момент на валу, T=896 Н м; d - диаметр вала, d=48 мм; h - высота шпонки, h=10мм; b - ширина шпонки, b=12; lраб – рабочая длина шпонки, lраб=l-b=70-12=58 мм, t1 - глубина паза вала, t1.=7,5 мм. Допускаемые напряжения смятия при переменной нагрузке и при стальной ступице [σсм] = 160 МПа. Условия прочности выполнены.

**5. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ**

Назначаем для быстроходного, промежуточного и тихоходного валов тип подшипника – роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности.

Основные размеры (ГОСТ 27365-87):

Для быстроходного вал-шестерня – легкая серия 206, d=30 мм, D=62 мм, B=16 мм, r=1,5 мм, С=19,5 кН, Со=10 кН.

Для промежуточного вала - легкая серия, 208, d=40 мм, D=80 мм, B=18 мм, r=2 мм, С=32 кН, Со=17,8 кН.

Для тихоходного вала - легкая серия, 211, d=55 мм, D=100 мм, B=21 мм, r=2 мм, С=43,6 кН, Со=25,0 кН.

Смазка подшипников происходит тем же маслом, что и детали передач.

***Проверочный расчет подшипников качения быстроходного вала***

Определяем суммарные реакции в опорах

Н;

Н.

Принимаем для заданного случая Кк = 1 - коэффициент, зависящий от того, какое кольцо вращается (вращается внутреннее кольцо подшипника);  - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (примем ) ;  = 1 - температурный коэффициент (при .

Эквивалентная нагрузка для радиальных шарикоподшипников при отсутствии осевой нагрузки

.

Определяем значение эквивалентной нагрузки для наиболее нагруженного подшипника

 Н.

Определяем динамическую грузоподъемность



где  коэффициент долговечности в функции необходимой надежности;

 обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации;

 - требуемая долговечность подшипника ( ч);

*p-* показатель степени ( для шариковых подшипников *р=3*);

 кН.

Условие  кН выполняется.

Определяем действительную долговечность подшипника(в часах):





Действительная долговечность подшипника оказалась больше принятой, следовательно, работоспособность подшипника обеспечена.

***Проверочный расчет подшипников качения промежуточного вала***

Определяем суммарные реакции в опорах

Н;

Н.

Принимаем для заданного случая Кк = 1 - коэффициент, зависящий от того, какое кольцо вращается (вращается внутреннее кольцо подшипника);  - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (примем ) ;  = 1 - температурный коэффициент (при .

Эквивалентная нагрузка для радиальных шарикоподшипников при отсутствии осевой нагрузки

.

Определяем значение эквивалентной нагрузки для наиболее нагруженного подшипника

 Н.

Определяем динамическую грузоподъемность



где  коэффициент долговечности в функции необходимой надежности;

 обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации;

 - требуемая долговечность подшипника ( ч);

*p-* показатель степени ( для шариковых подшипников *р=3*);

 кН.

Условие  кН выполняется.

Определяем действительную долговечность подшипника(в часах):





Действительная долговечность подшипника оказалась больше принятой, следовательно, работоспособность подшипника обеспечена.

***Проверочный расчет подшипников качения тихоходного вала***

Определяем суммарные реакции в опорах

Н;

Н.

Принимаем для заданного случая Кк = 1 - коэффициент, зависящий от того, какое кольцо вращается (вращается внутреннее кольцо подшипника);  -

коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (примем

) ;  = 1 - температурный коэффициент (при .

Эквивалентная нагрузка для радиальных шарикоподшипников при отсутствии осевой нагрузки

.

Определяем значение эквивалентной нагрузки для наиболее нагруженного подшипника

 Н.

Определяем динамическую грузоподъемность



где  коэффициент долговечности в функции необходимой надежности;

 обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации;

 - требуемая долговечность подшипника ( ч);

*p-* показатель степени ( для шариковых подшипников *р=3*);

 кН.

Условие  кН выполняется.

Определяем действительную долговечность подшипника(в часах):





Действительная долговечность подшипника оказалась больше принятой, следовательно, работоспособность подшипника обеспечена.

**6. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ, СТАНКОВ И КРЫШЕК**

Толщина стенок корпуса

мм

мм

Принимаем

мм

Толщина стенок крышки корпуса

мм

Толщина фланца корпуса

мм

Толщина фланца крышки корпуса

мм

Диаметр фундаментных болтов

мм

Принимаем болты М16

Ширина нижнего пояса основания корпуса

мм

Принимаем

мм

Конструктивные размеры крышки подшипника ведущего вала

По значению D =62 мм - диаметр отверстия в корпусе под подшипник - выбираем следующие данные:

- толщина стенки h1 = 8 мм

- диаметр болтов d = 8 мм

- число болтов z = 4

Диаметр расположения отверстий:

D1 = D + 2,5 d = 62 + 38 = 100 мм

Диаметр крышки:

D2 = D1 + 2,0 d = 100 + 40= 140 мм.

Конструктивные размеры крышки подшипников промежуточного и тихоходного валов

По значению D =80 мм - диаметр отверстия в корпусе под подшипник - выбираем следующие данные:

- толщина стенки h1 = 8 мм

- диаметр болтов d = 8 мм

- число болтов z = 4

Диаметр расположения отверстий:

D1 = D + 2,5 d = 80 + 20= 100 мм

Диаметр крышки:

D2 = D1 + 2,0 d = 100 + 20= 120 мм.

Конструктивные размеры крышки подшипников промежуточного и тихоходного валов

По значению D =90 мм - диаметр отверстия в корпусе под подшипник - выбираем следующие данные:

- толщина стенки h1 = 8 мм

- диаметр болтов d = 8 мм

- число болтов z = 4

Диаметр расположения отверстий:

D1 = D + 2,5 d = 90 + 20= 110 мм

Диаметр крышки:

D2 = D1 + 2,0 d = 110 + 20= 130 мм.

Конструктивные размеры крышки подшипников промежуточного и тихоходного валов

**7. ВЫБОР СИСТЕМЫ СМАЗКИ И МАСЛА**

Для уменьшения потерь мощности на трение и снижение интенсивности износа трущихся поверхностей, а также для предохранения их от заедания и лучшего отвода теплоты трущиеся поверхности деталей должны иметь надежную смазку.

В настоящее время в машиностроении для смазывания передач широко применяют картерную смазку. Масло заливают так, чтобы венцы колес были в него погружены. При их вращении масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю часть корпуса. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Объем масла заливаемого в масляную ванну

V = 0,6N =0,6∙12,0=7,2 дм3

где N - мощность, передаваемая редуктором.

Рекомендуемая кинематическая вязкость масла (т. 11.1с. 200 [2])

Vs = 2,14 м/с;  = 158 МПа

Марка масла И-Т-Д-220 (т. 11.2. с. 200 [2]).

**8. УСТАНОВОЧНЫЕ РАМЫ И ПЛИТЫ, КРЕПЛЕНИЕ К ПОЛУ**

При монтаже приводов следует соблюдать определенные требования точности положения одной сборочной единицы относительно другой, например, электродвигателя и редуктора.

Для обеспечения этого требования механизмы привода устанавливают на сварные рамы или литые плиты.

Рамы выполняют сварными из листовой стали и профильного проката (уголков, швеллеров).

При выполнении сварных рам из швеллеров учитывают, что для удобства постановки болтов, эти швеллеры надо установить полками наружу. На внутреннюю поверхность полки накладывают косые шайбы или наваривают косые накладки, которые выравнивают опорную поверхность под головки болтов.

Опорные поверхности – платики, на которые устанавливают редукторы и электродвигатели, создаются привариванием узких полосок стали высотой 5…6 мм.

Так, как рама при сварке коробится, то все базовые (опорные) поверхности, на которые устанавливают механизмы привода, обрабатывают после сварки.

Литые плиты дороже сварных рам, потому они меньше распространены.

Сборочные единицы крепят к плите болтами.

Конфигурация и размеры рамы зависят от типа и размеров редуктора и эл.дв.

Расстояние между ними зависит от подобранной соединительной муфты.

Крепление рамы к полу цеха ведут фундаментными болтами.

**9. Выбор муфты**

Муфта с торообразной оболочкой предназначена для передачи вращения между механизмами, которые подвергаются действию довольно значительных вибрационных, ударных и динамических нагрузок. Этот вид муфты прекрасно компенсирует радиальное смещение валов до 4,5 мм, они имеют высокие демпфирующие свойства, и характеризуются простотой конструкции и большим сроком эксплуатации - 10 лет. Муфта обеспечивает электро и шумоизоляцию узлов привода, и применяется в механизмах, в которых трудно обеспечить соосность валов, при ударных и переменных нагрузках. Такие высокоэластичые муфты широко применяются в насосных установках, в приводах рольгангов прокатных станов, строительно-дорожных машин, бурильных станках, а также в силовых приводах судов речного и морского флота, вспомогательных приводах тепловозов и электровозов. Так же беспорным преимуществом муфты с торообразной оболочкой является возможность замены эластичного элемента, без демонтажа муфты.

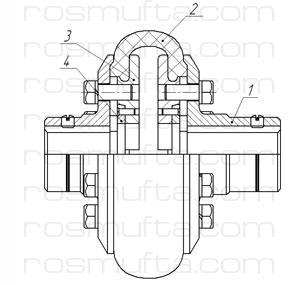


Рисунок 5. Муфта упругая с торообразной оболочкой

1-полумуфта,

2-оболочка,

3-полукольц прижимное;

4-кольцо соединительное.

Проверим прочность резиновых втулок на смятие по условию:



Проверим прочность стальных пальцев на изгиб по условию:



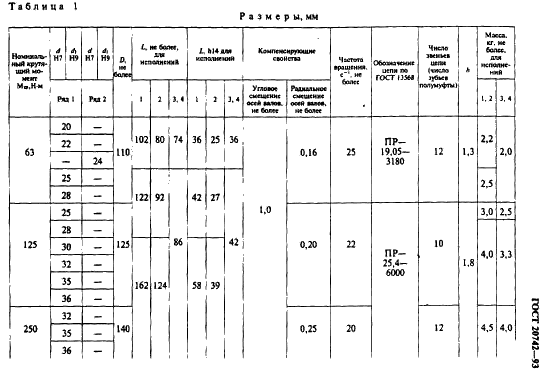
где z=10-число пальцев;

lВТ=36мм - длина резиновой втулки;

dп =18мм - диаметр пальца под втулкой;

D0=200 мм- диаметр окружности расположения пальцев.

Таким образом, прочность стальных пальцев обеспечена.



Основные размеры выбранной муфты согласно ГОСТ 50892-96

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | [Т], Н м | D, мм | d, мм | n, мм | L, мм |
| Тихоходный вал | 125 | 1250 | 26 | 3000 | 162 |

Выбираем муфту с допускаемым крутящим моментом [Т] =125 Н∙м. Упругая муфта не только передает расчетный крутящий момент, но и смягчает удары с помощью упругих резиновых втулок одетых на стальные пальцы.

**10. ВЫБОР ПОСАДОК**

|  |  |
| --- | --- |
| Сопряжение | Условное обозначение по ГОСТ |
| Внутреннее кольцо подшипника на вал | k6 |
| Наружное кольцо подшипника в корпус (или в стакан) | H7 |
| Зубчатое колесо на валу | H7/s6 |
| Шкивы и звездочки | H7/k6 |
| Крышки подшипников в корпус (или в стакан) | H7/h8H7/d11 |
| Полумуфта на валу | H7/k6 |
| Шпоночная канавка в ступице по ширине | JS9 |
| Манжета | е9, f11 |

**11.СБОРКА РЕДУКТОРА**

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают масляной краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора начиная с узлов валов.

На ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и шарикоподшипники предварительно нагретые в масле до 80...100 0C.

На ведомый и промежуточный валы закладывают шпонки и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала, затем надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле. Собранные валы закладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, предварительно покрыв поверхность стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов затягивают болты, крепящие крышку к корпусу. После этого на ведомый вал надевают распорные кольца, в подшипниковые камеры крышки закладывают солидол, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.

Перед постановкой сквозных крышек в проточки укладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячим маслом.

Затем проверяется проворачивание валов, отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами. Потом ввертывают пробку масло спускного отверстия с прокладкой и устанавливают маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой из технического картона, закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями эксплуатации.

**12. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ**

Во время монтажа и в период эксплуатации редукторной установки необходимо:

Предусмотреть надежное крепление электродвигателя и редуктора к раме и рамы к фундаменту.

Вращающиеся детали (входные и выходные концы валов, муфты) должны иметь защитный кожух.

Ременные, цепные, открытые зубчатые передачи должны быть ограждены (кожухом из листового металла или мелкой металлической сеткой).

Электрические провода должны иметь защитный экран (пропущены через трубку).

Концы проводов (подвод к электродвигателю) должны быть изолированы и закрыты крышкой.

Установка должна быть заземлена.

Рама после слесарной обработки и сварки не должна иметь заусенцев.

Проводить осмотр зацепления, регулировки, устранение неисправностей и сборочно-разборочные работы необходимо только при выключенном электродвигателе.

При работе не прикасаться к вращающимся деталям. Техническое обслуживание производить при полной остановке электродвигателя.

Регулярно контролировать уровень масла в редукторе.

Не допускать к работе лиц, которые не прошли инструктаж по технике безопасности и обслуживанию редукторной установки.

При обслуживании, монтаже и демонтаже пользоваться только исправными инструментами.

# **Список использованной литературы**

1. Санюкевич Ф. М., С18 Детали машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие- 2-е изд., испр. и доп.- Брест: БГТУ, 2004.- 488 с.

2. Дунаев П.Ф. ,Леликов О.П. 'Конструирование узлов и деталей машин', Москва.: Издательский центр 'Академия', 2004. 496 c.

3. Агейчик, В.А. Основы конструирования деталей машин : пособие / В.А. Агейчик – Минск : БГАТУ, 2009. – 268 с.

4. Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т, Детали машин. Проектирование: учебн. пособие – 2-е изд., испр. И доп. – Минск УП ”Технопринт”, 2006. – 296 с