**Московский Государственный**

**Технический Университет им. Н. Э. Баумана**

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

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

# РАСЧЁТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту на тему:

Проектирование вала

## *Студент* Васильев Д.Р.

## *Группа ТМД -61*

*Руководитель проекта*

Петров Р. Н.

**2005 г.**

СОДЕРЖАНИЕ:

ГЛАВА 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

ГЛАВА 2. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

ГЛАВА 3. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

ГЛАВА 4. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

ГЛАВА 5. РАСЧЕТ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ ПРИВОДА

ГЛАВА 6. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВЫХОДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА

ГЛАВА 7. РАСЧЕТ ВЫХОДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА НА ПРОЧНОСТЬ

ГЛАВА 8 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

**ГЛАВА 1:** КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

1) Расчет КПД привода:

КПД муфты: 

КПД цилиндрической передачи: 

КПД цепной передачи: 

Общий КПД привода: ==0.908

2) Определить мощности электродвигателя:

P= (Ft \*V)/=/0.908=Вт

3) Подбор электродвигателя:

Выбираем двигатель из серии 4А 132M6/970

Его параметры:

P=7,5 кВт=7500Вт

n1=970 мин-1

d1=48 мм

4) Выбор передаточного числа привода и валов:

Dзв=P/ sin(180/z)= /sin(180/7)=0,184 м

n вых =(  )/ \*Dзв =(60\*0.575)/3,14\*0,184=61,74 мин-1

Uред =U пр /Uц.п. ;U пр= n1 /n вых =970/61,74=15,78 ; Uц.п. =2,55

Uред =15,78 /2,55=6,3

5) Определение нагрузочных характеристик привода :

Мощности на валах: P1 =7,5 кВт; Р2= P1× ; Р3= P2×; Р4= P3 ×

Частоты вращений на валах: n1= n2=970 мин-1; n3= n2/ Uред ; n4= n3/ U пр

Крутящие моменты на валах: Ti=9555×Pi ∕ni

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | Р, кВт | Т, Н\*м | n, мин-1 |
| I | 7,5 | 73,8 | 970 |
| II | 7,39 | 72,7 | 970 |
| III | 7,17 | 446 | 154 |
| IV | 6,8 | 1054 | 61,6 |

**ГЛАВА 2:** РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

1) Определение твердости, термообработки и материала из условий мелкосерийного производства, эксплуатации и требований к габаритным размерам, выдираем:

а) Определение суммарного времени работы привода в часах:

t∑= Lгод \* 365 \* Kгод \* 24 \* Kсут = 5 \* 365 \* 0, 3 \* 24 \* 0, 5 = 6570 часов

Lгод – срок службы передачи; Kгод – коэффициент использования передачи в т течение года; Kсут - коэффициент использования передачи в течение суток.

б) Для шестерни: сталь 40Х, НВ = 269…302 , улучшение, σт=750 МПа, nз1=1

Для колеса: сталь 40Х, НВ = 235…262, улучшение, σт=640 МПа, nз2=1

Частота вращения вала колеса n2= 154 мин-1

Ресурс передачи t∑= 6570 часов

Передаточное число U= 2,55

Передача работает с режимом І

Решение:

I 1. Коэффициенты приведения для расчета на контактную выносливость:

КОЛЕСО ШЕСТЕРНЯ

КНЕ2=0,5 КНЕ1=0,5

2. Числа циклов NG перемены напряжений, соответствующие длительному пределу выносливости:

NНG2 =12,5×106 NНG1 =20×106

3. Суммарные числа циклов перемены напряжений:

N∑2 = 60×t∑ ×n2 ×nз2 = N∑1= N∑2 × Uц.п ×( nз1/ nз2)=

=60 ×6570 ×154 ×1=60,7 ×106 =60,7 ×106 ×2,55×(1/1)= 154,3 ×106

4. Эквивалентные числа циклов:

NНЕ2= КНЕ2 ×N∑2 = NНЕ1= КНЕ1 ×N∑1 =

=0,5 ×60,7 ×106 =30,35×106> NНG2 =0,5 ×154,3 ×106= 77,45×106 > NНG1

5. Допускаемые напряжения при неограниченном ресурсе передачи:

[σо]Н2= σоН2 ∕ SН = [σо]Н1= σоН1 ∕ SН = (2×НВср2+70)/1,1=

= (2×НВср1+70)/1,1= =(2×285+70)/1,1=582 МПа

=(2×248+70)/1,1= 515 МПа

6. Максимальные (предельные) допускаемые напряжения:

[σ]Нмах2=2,8×σТ2=2,8×640=1792МПа [σ]Нмах =2,8×σТ1=2,8×750=2100МПа

7. Расчетные допускаемые напряжения:

[σ]Н2 =[σо]Н2×6√ NНG2/ NНE2 = [σ]Н1 =[σо]Н1×6√ NНG1/ NНE1 =

=515×6√ 12,5×106 /12,5×106 = =582×6√ 20×106/20×106 =

= 515 MПа =582МПа

[σ]Н2<[σ]НMAX2 [σ]Н1<[σ]НMAX1

Для расчетов принимаем меньшее значение [σ]Н , т.е.

[σ]Н=[σ]Н2 =515МПа

II 1. Коэффициенты приведения для расчета на изгибную выносливость:

КFЕ2 = 0,3 КFЕ1 = 0,3

2. Числа циклов NG перемены напряжений, соответствующие длительному пределу выносливости:

NFG2 =4×106  NFG1 =4×106

3. Эквивалентные числа циклов:

NFЕ2= КFЕ2 ×N∑2 = NFЕ1= КFЕ1 ×N∑1 =

=0,3 ×60,7 ×106 =18,2×106> NFG2 =0,3×154,3 ×106= 46,5×106 > NFG1

4. Допускаемые напряжения при неограниченном ресурсе передачи:

[σо]F2= σоF2 ∕ SF = [σо]F1= σоF1 ∕ SF = (1,8×НВср2)/1,75=

= (1,8×НВср1)/1,75= =1,75×285=293 МПа

=1,8×248/1,75= 255 МПа

5. Максимальные (предельные) допускаемые напряжения:

[σ]Fмах2=2,74×HB=2,74×248=679,5МПа [σ]Fмах1 ==2,74×285=780,9МПа

6. Расчетные допускаемые напряжения:

[σ]F2 =[σо]F2×6√ NFG2/ NFE2 = [σ]F1 =[σо]F1×6√ NFG1/ NFE1 =

=255×6√ 4×106 /4×106 = =293×6√ 4×106/4×106 =

= 255 MПа =293МПа

[σ]F2<[σ]FMAX2 [σ]F1<[σ]FMAX1

**ГЛАВА 3:** ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕМКОЙ ПЕРЕДАЧИ

1) Предварительное значение межосевого расстояния:



КН. - коэффициент нагрузки при расчете на контактную выносливость.

КН. =КНβ ×КНV ; U`=6,3 ; Ψa=0,35 ; n2=970 мин-1; CV=1300

Окружная скорость:

 

Т. к. окружная скорость V<5 м/c , то выбираем 8-ю степень точности.

Для этой скорости и степени точности значение КНV с учетом варианта «а»

Соотношений термических обработок:

КНV=1,08; КН β= К0Н β (1-Х)+Х ; Х=0,77

 ; К0Н β =1,6

КН β = 1,6 (1-0,77) + 0,77 = 1,138



Тогда межосевое расстояние примет вид:



Принимаем =160мм

2) Рабочая ширина венца колеса:



3) Рабочая ширина шестерни:

мм

4) Модуль передачи:

; где  .

 ; 



Принимаем m’= 1,5 по ГОСТ 9563-60.

5) Минимальный угол наклона зубьев





6) Суммарное число зубьев:



Принимаем Z∑=212.

7) Число зубьев шестерни Z1 и колеса Z2

; принимаем Z1=29 т.к. Z1> Zmin=17

Z2= Z∑-Z1=212-29=183

8) Фактическое значение передаточного числа:

1

Ошибка передаточного числа

=< 4%

9) Диаметры делительных окружностей



9) Диаметры окружностей вершин и впадин зубьев шестерни:

da1 =d1 +2∙m=43,5 +2∙1,5=46,5мм

df1 =d1 -2,5∙m=43,5-2,5∙1.5=39,75мм

Колесо:

da2 =d2 +2∙m=276,5 +2∙1,5=279,5мм

df2 =d2 -2,5∙m=276,5-2,5∙1.5=272,75мм

10) Проверка возможности обеспечения принятых механических характеристик при термической обработке заготовки.

Наружный диаметр заготовки шестерни

da1+6 = 46,5+6=52,5 < D=125 мм.

Толщина сечения обода колеса

S=8∙m=8∙1,5=12мм < S=80мм

Следовательно, требуемые механические характеристики могут быть получены при термической обработке.

11) Силы, действующие на валы зубчатых колес:

Окружная сила:



Радиальная сила:



Осевая сила:



**ГЛАВА 4:** РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные:

Т3=446 Н∙м – крутящий момент на валу ведущей звездочки;

n3=154 мин-1 – частота вращения ведущей звездочки;

U=2,55 – передаточное число цепной передачи;

1. Выбор цепи

Т.к. пиковые нагрузки действуют редко и непродолжительно, то расчет проведем по номинальному моменту.

Назначим однорядную роликовую цепь типа ПР.

Предварительный шаг цепи:



По стандарту выбираем для проверки две цепи:

ПР-31,75-8850\* ; значение А=262мм2

ПР-38,10-12700 ; значение А=394,3мм2

2. Назначение основных параметров:

а) число зубьев звездочки

Найдем рекомендуемое число зубьев Z1 в зависимости от передаточного числа:



Принимаем Z1 =25

б) межосевое расстояние

ПР-31,75 ПР-38,10

а=40Р=40∙31,75=1270мм а=40Р=40∙38,10=1524мм

в) наклон

ψ=18˚ ψ=18˚

г) Примем, что смазывание цепи нерегулярное. Цепь будут смазывать периодически при помощи кисти.

3) Определение давления в шарнире:

Найдем значение коэффициента, учитывающий условия эксплуатации цепи КЭ

КЭ = Кд∙ КА ∙ КН∙ Крег ∙Ксм ∙ Креж =1 ∙1 ∙1 ∙1,25 ∙1,5 ∙1=1,875

Где Кд =1- коэффициент динамической нагрузки;

КА=1- коэффициент межосевого расстояния;

КН=1 – коэффициент наклона линии центров;

Крег=1,25 – коэффициент регулировки натяжения цепи, нерегулируемое натяжение;

Ксм=1,5 – коэффициент смазывания, нерегулярная смазка;

Креж =1 – коэффициент режима, работа в одну смену;

4) Окружная сила, передаваемая цепью:





5) Давление в шарнире (mp=1)





[σ]=30,5 MПа – допускаемое давление в шарнире

Значение давления в шарнире должно находиться в пределах:

0,6 [σ] ≤ σ ≤ 1,05[σ]

0,6[σ]=18,3МПа

1,05[σ]=32,025МПа

Т.к. под это условие подходит только цепь типа ПР-31,75:

0,6 [σ] ≤ 25,3 МПа ≤ 1,05[σ]

Дальнейшие расчеты проводим для цепи ПР-31,75

6) Число зубьев ведомой звездочки

Z2 =Uц.п. ∙Z1 =2,55∙25=63,75

Т.к. предпочтительно нечетное число звеньев, то принимаем

Z2 =63, тогда  ;

7) Частота вращения ведомой звездочки:



8) Делительный диаметр ведущей звездочки:



9) Делительный диаметр ведомой звездочки:



10) Потребное число звеньев цепи:



Принимаем W’=125

11) Уточненное межосевое расстояние:



Т.к. цепь не регулируется, и выдержать такую точность межосевого расстояния в устройствах такого типа, как проектируемое невозможно, то принимаем =1270мм

12) Нагрузка на валы звездочек



13) Характерные размеры цепи и звездочек:

Размеры цепи:

С=19,4мм

D=19 мм

d= 9,52 мм

b=28 мм

S=4 мм

Размеры звездочек:

b1 = 0,93C – 0,15 = 17.89 мм



**ГЛАВА 5:** РАСЧЕТ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ ПРИВОДА

Допускаемое напряжение на кручение принимаем [τ]=20МПа



При максимальном моменте Тмах =2,2Тном значение диаметров валов будет следующие:



Диаметр быстроходного вала необходимо сравнить с диаметром электродвигателя, при этом должно быть .При проверке получаем, что d=34<0,75∙dэ =0,75∙48=36 , отсюда следует выбор диаметра вала по стандарту равным 40мм.Для остальных валов принимаем dIIпр =60мм ; dIIIпр =80мм.

**ГЛАВА 6:** ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВЫХОДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА

Расчет реакций в подшипниковых опорах проведем для режима номинального момента



1) Реакции в опорах А и В

В плоскости ZY



В плоскости XY



Опора В – более нагруженная



- реакция в опоре В

2) Выбираем подшипник в опоре В по реакции Rb и FA

Исходные данные, dIIпр =60мм - внутренний диаметр подшипника

Fr=Rb=7185H; nIII=154 мин-1

-потребный ресурс

КБ=1,2 - коэффициент безопасности

Кт=1 – температурный коэффициент

V=1 – коэффициент вращения

Выбираем предварительно радиальный однорядный шариковый подшипник средней серии №312 , у которого d=60мм – внутренний диаметр D=110мм – наружный диаметр

Сr=62880H – динамическая грузоподъемность

Сr=48460H – статическая грузоподъемность

Предельная частота вращения 4000 мин-1

Для соотношения  находим: e=0,19

 следовательно, Х=1 , У=0 .

Осевая нагрузка не уменьшает ресурс подшипника.

Эквивалентная нагрузка:



Ресурс принятого подшипника

 млн. оборотов



Подшипник подходит.

Для вала – шестерни выбираем подшипник радиальный однорядный шариковый средней серии №308

Для приводного вала радиальный двухрядный шариковый подшипник сферический средней серии №1214

**ГЛАВА 7:** РАСЧЕТ ВЫХОДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА НА ПРОЧНОСТЬ

1) Построение эпюр моментов :

а) Изгибающий момент в точке 1 в плоскости ZY



В точке В в плоскости ZY



б) Изгибающий момент в плоскости XY

Точка 1:



Точка В:



в) Крутящий момент :

МК =TIII =446 Н∙м

2) Определение коэффициентов запаса прочности в опасных сечениях

Исходные данные: материал вала – сталь 45

- предел текучести

- предел прочности

 - допускаемое напряжение

 - коэффициент запаса прочности



а) Сечение I-I . Концентратор напряжений – шпоночный паз

d=67мм ; b=20мм ; t1 =12мм

Изгибающий момент в сечении (точка 1):



Осевой момент сопротивления сечения вала:



Полярный момент сопротивления сечения:



Амплитуда нормальных напряжений:



Среднее напряжение цикла нормальных напряжений:



Амплитуда касательных напряжений:



 - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении

 - масштабный фактор



 - коэффициент влияния шероховатости поверхности

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:



Общий коэффициент запаса прочности:



Вал удовлетворяет условию прочности в сечении I-I

б) Сечение II-II. Концентратор напряжений – посадка с натягом.

d=60мм

Изгибающий момент в сечении (точка 1):



Осевой момент сопротивления сечения вала:



Полярный момент сопротивления сечения:



Амплитуда нормальных напряжений:



Среднее напряжение цикла нормальных напряжений:



Амплитуда касательных напряжений:



 - коэффициент снижения предела выносливости при изгибе

 - коэффициент снижения предела выносливости при кручении

 - масштабный фактор



 - коэффициент влияния шероховатости поверхности

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:



Общий коэффициент запаса прочности:



Вал удовлетворяет условию прочности в сечении II-II

**ГЛАВА 8:** ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

1. Рассчитаем шпоночное соединение для входного вала с муфтой. Шпонку выбираем призматическую по ГОСТ 23360-78.:

- сечение b × h = 6 × 6 мм;

- фаска 0.3 мм;

- глубина паза вала t1 = 3.5 мм;

- глубина паза ступицы t2 = 2.8 мм;

- длина l = 32 мм.

Шпонка призматическая со скругленными торцами. Материал шпонки – сталь 45 нормализованная. Напряжения смятия и условия прочности определяем по формуле:

При чугунной ступице [σ]см = 70…100 МПа.

Передаваемый момент Т = 7.4 Н⋅м.

σсм < [σ]см , следовательно, допустимо установить муфту из чугуна СЧ20

1. Рассчитаем шпоночные соединения для выходного вала.

Соединение вал-колесо.

Шпонку выбираем призматическую по ГОСТ 23360-78.

- сечение b × h = 14 × 9 мм;

- фаска 0.5 мм;

- глубина паза вала t1 = 5.5 мм;

- глубина паза ступицы t2 = 3.8 мм;

- длина l = 48 мм.

Шпонка призматическая со скругленными торцами. Материал шпонки – сталь 45 нормализованная. Напряжения смятия и условия прочности определяем по формуле:

При чугунном центре колеса [σ]см = 70…100 МПа.

Передаваемый момент Т = 236.7 Н⋅м.

σсм < [σ]см , следовательно, допустимо центр червячного колеса изготовить из серого чугуна СЧ20

2.2 Соединение вала с звездочкой.

Шпонку выбираем призматическую по ГОСТ 23360-78.

- сечение b × h = 10 × 8 мм;

- фаска 0.4 мм;

- глубина паза вала t1 = 5 мм;

- глубина паза ступицы t2 = 3.3 мм;

- длина l = 50 мм.

Шпонка призматическая со скругленными торцами. Материал шпонки – сталь 45 нормализованная. Напряжения смятия и условия прочности определяем по формуле:



При чугунной ступице [σ]см = 70…100 МПа.

Передаваемый момент Т = 236.7 Н⋅м.

σсм < [σ]см , следовательно, допустимо центр звездочки изготовить из серого чугуна СЧ20

**СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАРУРЫ:**

1. Смолин А.И. Кинематический расчет привода. Методические указания. Калуга: 1989.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1990.
3. Суворов Н.И. Расчет валов. Методические указания. Калуга, 1987.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и детали машин. М.: Высшая школа, 1982.
5. Часовников Л.Д. Расчет червячной передачи. Методические указания. Калуга, 1979.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение, 1978.