**3 Расчет закрытой цилиндрической косозубой передачи**

**3.1 Выбор материалов зубчатых передач. Определение**

 **допускаемых напряжений**

Выбираем материал зубчатой передачи.

По табл. 3.1 [3] определяем марку стали для шестерни – \_\_40 Х\_\_\_\_, твердость 45…50HRC1; для колеса – 40 Х, твердость 269…302 HB2 . Разность средних твердостей HB1cp – HB2cp ≥ 70 (рекомендуется).

По табл. 3.2 [3] определяем механические характеристики стали 40Х для шестерни твердостью 45…50HRC1; термообработка - улучшение и закалка ТВЧ, Dпред = \_\_\_\_\_\_\_\_ , для колеса твердость 269…302 HB2, термообработка улучшение, Sпред = \_\_\_\_\_\_\_;

 Определяем среднюю твердость зубьев шестерни и колеса

*HRC1cp =*

*HB2cp =*

По графику (см. рис. 3.1) [3] находим HB1cp =

Определяем допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни [σ]н1 и колеса [σ]н2

Принимаем коэффициент долговечности KHL =1

По таблице 3.1 [3] определяем допускаемое контактное напряжение [σ]HO , соответствующие числу циклов перемены напряжения NHO для шестерни

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

 *[σ]HO1 = 14HRC1cp + 170 =*

для колеса

*[σ]HO2 = 1,8HB2cp + 67 =*

Определяем допускаемое контактное напряжение: для шестерни

*[σ]H1 = KHL1[σ]HO1 =*

для колеса

*[σ]H2 = KHL [σ]HO2 =*

Так как

*HB1cp – HB2cp = \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ > 70*

и HB2cp = \_\_\_\_\_\_\_\_ < 350 HB, то косозубая передача рассчитывается на прочность по среднему допускаемому контактному напряжению

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

*[σ]H = 0,45 · ([σ]H1 + [σ]H2) =*

При этом условие [*σ]H = \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_< 1,23[σ]H2 = \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_* соблюдается.

Определяем допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни [σ]F1и колеса [σ]F2

Принимаем коэффициент долговечности KFL =1

По таблице 3.1[3] определяем допускаемое напряжение изгиба, соответствующее числу циклов перемены напряжений NFO для шестерни [σ]FO1 = 310 МПа в предположении , что m< 3 мм; для колеса [σ]FO2 = 1,03HB2cp=

Определяем допускаемое напряжение изгиба для шестерни

*[σ]F1 = KFL1 · [σ]FO1 =*

 для колеса

*[σ]F2 = KFL2 · [σ]FO2 =*

 Составляем табличный ответ

Таблица 3 - Механические характеристики материалов зубчатой

 передачи

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Марка стали | 𝑫пред | Термообработка | НRC1cp | σ[[[σ]H | [[[σ]F |
| SпSре | HB2cp | МПа |
| Шестерня |  | 125 | У + ТВЧ |  | 83 | 3 |
| Колесо |  | 80 | У |  |  | 2 |

**3.2 Проектный расчет**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

Определить главный параметр — межосевое расстояние *aω*,мм

*aω = Ka · (uзп + 1) ·* $\sqrt[3]{\frac{T\_{2 }· 10^{3}}{ψ\_{a} · u^{2} · \left[σ\right]\_{H}^{2}} ·K\_{Hβ}}$*=*

 где *Кa —* вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач

 *Кa=43,* для прямозубых — Ka=49,5;

 *ψa =* $\frac{b\_{2}}{a\_{ω}} $— коэффициент ширины венца колеса, равный 0,28...0,36 — для в шестерни, расположенной симметрично относительно опор в вввввв проектируемых нестандартных одноступенчатых в цилиндрических редукторах; ψa=0,2...0,25 — для шестерни, в консольно расположенной относительно опор — в открытых в передачах;

 *и —* передаточное число редуктора или открытой передачи;

 *Т2*— вращающий момент на тихоходом валу при расчете редуктора или ввв на приводном валу рабочей машины при расчете открытой в передачи, Н·м ;  *в в [σ] H —*допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным вввввв зубом или среднее допускаемое контактное напряжение ,Н/мм2 ;

 *KH* — коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба .Для в прирабатывающихся зубьев *КH𝛽 = 1;*

 Полученное значение межосевого расстояния *aω*  для нестандартных передач округляем до ближайшего числа по табл. 13.15[3]

Определить модуль зацепления *т,* мм

*m ≥* $\frac{2 · K\_{m} · T\_{2} ·10^{3}}{d\_{2} · b\_{2} · [σ]\_{F}}= $

 где *Km* — вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач*Km*=5,8, в для прямозубых *Km*=6,8;

 *d2=* $\frac{2 · a\_{ω} · u}{(u+1)}$— делительный диаметр колеса,d2 = \_\_\_\_\_\_\_\_\_ мм;

 *b2 = aω · ψa*— ширина венца колеса, b2 = \_\_\_\_\_\_ мм;

 *[σ]F* — допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее в прочным зубом, МПа ;

Полученное значение модуля *т* округляем в большую сторону до

 стандартного из ряда чисел

*т,* мм 1-й ряд - 1,0; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10

 2-й ряд - 1 , 2 5 ; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9

При выборе модуля 1-й ряд следует предпочитать 2-му

Определяем угол наклона зубьев 𝛽min для косозубых передач

*𝛽min = arcsin ·* $\frac{3,5 · m}{b\_{2}}$ *=*

Определить суммарное число зубьев шестерни и колеса

*z∑ =* $\frac{2 · a\_{ω} · cosβ\_{min}}{m}= $

Уточнить действительную величину угла наклона зубьев для косозубых передач

*𝛽 =arccos ·* $\frac{z\_{∑} · m}{2 · a\_{ω}}$ *=*

Определяем число зубьев шестерни

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

*z1 =* $\frac{z\_{∑}}{1+u\_{зп}}$ *=*

Определяем число зубьев колеса

*z2 = z∑ - z1 =*

 Определяем фактическое передаточное число uфи проверяем его отклонение ∆uот заданного u

*uф =* $\frac{z\_{2}}{z\_{1}}$ *=*

*∆u =* $\frac{|u\_{ф}- u|}{u}$ *·100% =* $ $ *≤ 4%*

 Определить фактическое межосевое расстояние

*aω =* $\frac{\left(z\_{1}+ z\_{2}\right) ∙ m}{(2 ∙ cosβ)}$ *=*

 Определяем основные геометрические параметры

Находим делительный диаметр шестерни

*d1 =* $\frac{m · z\_{1}}{cosβ}$ *=*

Колеса

*d2 =* $\frac{m · z\_{2}}{cosβ}$ *=*

Определяем диаметр вершины зубьев шестерни

*da1 = d1 + 2 · m =*

Колеса

*da2 = d2 + 2 · m =*

Определяем диаметр впадины зубьев шестерни

*df1 = d1 – 2,4 · m =*

Колеса

*df2 = d2 – 2,4 · m =*

Определяем ширину венца колеса

*b2 = ψa · aω=*

Шестерни

*b1 = b2 +(2… 4) =*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

**3.3 Проверочный расчет**

 Проверяем межосевое расстояние

*aω =* $\frac{(d\_{1}+ d\_{2})}{2}$ *=*

 Проверяем пригодность заготовок колес . Условие пригодности заготовок колес

*Dзаг ≤ Dпред ; Sзаг ≤ Sпред*

Диаметр заготовки шестерни *Dзаг = da1 + 6 =*

Толщина диска заготовки колеса закрытой передачи *Sзаг = b2+4 =*

Условие выполняется

Проверить контактные напряжения *σН*

*σН = K*$\sqrt{\frac{F\_{t} ·(u\_{ф}+1)}{d\_{2} · b\_{2}} · K\_{Ha} · K\_{Hβ} ·K\_{Hv}}$ *=*

где K — вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач K= 376, для в прямозубых *К=* 436;

 Ft=$ \frac{2 · T\_{2} · 10^{3}}{d\_{2}} $*—* окружная сила в зацеплении, Ft = \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_;

 *KHa -*  коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между в зубьями. Для прямозубых колес *KHa* = 1. Для косозубых — *KHa в* определяется по графику на рис. 4.2[3] в зависимости от окружной в скорости колес *v =* $\frac{ω\_{2} · d\_{2}}{(2 · 10^{3})}= $*,* степени точности передачи;

 *KH𝛽*— коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной в скорости колес и степени точности передачи ;

 Допускаемая недогрузка передачи (σH< [σ]H)не более 10% и перегрузка (σH> [σ]H) до 5%.Условие выполняется

σН =

Проверяем напряжения изгиба зубьев шестерни *σF1* и колеса *σF2*

*σF2 = YF2 · Y𝛽 ·* $\frac{F\_{t}}{b\_{2} ·m}$ *· KFa · KF𝛽 · KFv ≤ [σ]F2*

*σF1 =* $\frac{σ\_{F2} · Y\_{F1}}{Y\_{F2}}$ *≤ [σ]F1*

где m — модуль зацепления, мм;

 *b2 —* ширина зубчатого венца колеса, мм;

 Ft — окружная сила в зацеплении, Н;

 *KFa —* коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между

 в зубьями. Для прямозубых колес *KFa = 1.* Для косозубых *KFa* зависит в

 от степени точности передачи, определяемой по табл. 4.2[3];

 *KF𝛽—* коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

 в прирабатывающих зубьев колес *KF𝛽*=1 ;

 *KFv—* коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной

 в скорости колес и степени точности передачи ;

 *YF1 и YF2 —* коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Определяются

 в по табл. 4.4[3] интерполированием в зависимости от числа

 зубьев шестерни *z1* и колеса z2 для прямозубых колес. Для

 косозубых - в зависимости от эквивалентного числа зубьев

 шестерни *zv1 =* $ \frac{z\_{1}}{ cos\_{β}^{3}}$и колеса *zv2 =* $\frac{z\_{2}}{cos\_{β}^{2}}$

 *Y𝛽 =* $\frac{1- β^{˚}}{140^{˚}}$— коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для прямозубых

 в колес *Y𝛽* = 1;

 [*σ]F1* и *[σ]F1* - допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса, Н/мм2

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

σF2 =

σF1 =

Условие прочности выполняется

Составляем табличный ответ к задаче 3 (табл.3.1) [3]

Таблица 3.1 - Параметры зубчатой цилиндрической передачи, мм

|  |
| --- |
| Проектный расчет |
| Параметр | Значение | Параметр | Значение |
| Межосевое расстояние *aω* |  | Угол наклона зубьев *𝛽* |  |
| Модуль зацепления *m* |  | Диаметр делительной окружностишестерни *d1*колеса *d2* |  |
| Ширина зубчатого венца:шестерня *b1*колесо *b2* |  |
| Число зубьев:шестерня*z1*колесо *z2* |  | Диаметр окружности вершины:шестерня *da1*колесо *da2* |  |
| Вид зубьев | косозубая | Диаметр окружности впадины:шестерня *df1*колесо *df2* |  |

|  |
| --- |
| Проверочный расчет |
| Параметр | Допускаемые значения | Расчетные значения | Примечание |
| Контактные напряжения σH, МПа |  |  |  |
| Напряжение изгиба, МПа | σF1 |  |  |  |
| σF2 |  |  |  |