**3 Расчет червячной передачи с цилиндрическим червяком**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

Червячные передачи рассчитывают на прочность по контактным напряжениям с последующей проверкой зубьев червячного колеса на изгиб как менее прочных по сравнению с витками червяка. Кроме того, после определения размеров корпуса выполняют тепловой расчет червячного редуктора, а также проверочный расчет вала червяка на жесткость.

**3.1 Выбор материала и допускаемых напряжений**

Ввиду того, что в червячном зацеплении преобладает трение скольжения, применяемые материалы червячной пары должны обладать хорошими антифрикционными свойствами, повышенной износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию

Для этого в червячной передаче сочетают разнородные материалы при малой шероховатости контактирующих поверхностей.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 40, 45, 50 или легированных сталей марок 40Х, 40ХН и др. с поверхностной или объемной закалкой до твердости НRC 45 – 55. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков.

По табл. 3.1, 3.2 [3] выбираем для червяка сталь 40Х с твердостью 45…50 НRСэ, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ, σв = 900 МПа, σт = 750 МПа.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, причем выбор марки материала определяется скоростью скольжения и длительностью работы.

Ориентировочную скорость скольжения 𝚟S, в зависимости от которой выбирают марку материала венца червячного колеса определяют по эмпирической формуле

*v*S = 

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

где Т2 – крутящий момент на валу червячного колеса;

ω2 – угловая скорость вала червячного колеса;

u – передаточное число червячной передачи

*v*S = 

Материал червячного колеса выбираем по табл 3.5 [3].

Для скорости скольжения vs = \_\_\_\_ выбираем материал червячного колеса\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Определяем допускаемые напряжения (табл.3.6, [3]).

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Группа материалов | Червяк улучшенный, <350 НВ | Червяк закален при нагреве ТВЧ, > 45 НRC | Нереверсивная передача | Реверсивная передача |
| [σ]н , МПа | | [σ]F, МПа | |
| I | КНLС𝚟0,75σв | КНLС𝚟0,9σв | (0,08σв+0,25σт)·КFL, | 0,16σв·КFL, |
| II | 250-25Vs | 300-25Vs |
| III | 175-35Vs | 200-35Vs | 0,12σв·КFL, | 0,075σв·КFL, |

где КFL- коэффициент долговечности при расчете на изгиб

КFL =(106/N)1/9,

где N=573ω2Lh=\_\_\_\_\_\_\_\_\_ ч – число циклов нагружения зубьев червячного

колеса за весь срок службы

КFL = \_\_\_\_\_\_\_\_\_

КНL = (107/N)1/8 – коэффициент долговечности при расчете на контактную

прочность

КНL =

[σ]н =

[σ]F =

**3.2 Проектный расчет**

При расчете определяют ориентировочное значение межосевого расстояния червячной передачи, исходя из контактной выносливости поверхностей зубьев, а затем, после уточнения параметров передачи, проверяют действительные контактные напряжения и сравнивают их с допускаемыми.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

Определяем межосевое расстояние аw (мм) по формуле



По табл. 13.15 [3] принимаем аw­ = \_\_\_\_\_\_\_ мм.

По рассчитанному межосевому расстоянию аw определяем осевой модуль зацепления по формуле

m = (1,5÷1,7)·aw / z2

где  − число зубьев червячного колеса (рекомендуется z2 > 26)

z2 = z1·u

z2 =

где z1 – число заходов (витков) червяка, значение z1 определяют в

зависимости от передаточного числа см. с 71 [3], принимаем

z1 = \_\_\_\_;

m = \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_мм

Полученный модуль округляем до стандартного m = \_\_\_\_\_ мм (с.72 [3]). Определяем коэффициент диаметра червяка q = (0,212…0,25) z2

Полученное значение округляем до стандартного (с.72 [3]). q = \_\_\_\_

Уточняем межосевое расстояние, по принятым m и q по формуле

;



Определяем основные геометрические размеры передачи.

Основные размеры червяка:

делительный диаметр d1=q·m=\_\_\_\_\_\_\_\_ мм;

диаметр вершин витков da1= d1+2m=\_\_\_\_\_ мм;

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

диаметр впадин витков df1= d1-2.4m =\_\_\_\_\_ мм;

делительный угол подъёма линии витков

γ=arctg(z1/q)=\_\_\_\_

длина нарезаемой части червяка

b1=(10+z1)m = \_\_\_\_\_\_\_\_\_,

Основные размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр d2= dw2=z2·m=\_\_\_\_\_\_\_мм;

диаметр вершин зубьев da2= d2+2m =\_\_\_\_\_\_\_\_ мм;

наибольший диаметр колеса dам≤ da2 +6m/(z1+2)=\_\_\_\_\_\_\_\_ мм;

диаметр впадин зубьев: df2= d2-2,4m =\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ мм;

ширина венца при z1= 1, 2

b2=0.355 aw =\_\_\_\_\_\_\_\_\_ мм,

ширина венца при z1= 4

b2=0.315 aw =\_\_\_\_\_\_\_\_\_ мм,

принимаем b2=\_\_\_\_\_\_мм;

радиусы закруглений зубьев:

Ra= 0.5d1-m=\_\_\_\_\_\_\_ мм;

Rf= 0.5d1+1.2m=\_\_\_\_\_\_\_\_мм;

условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ:

sinδ= b2/(da1-0.5m)=\_\_\_\_\_, тогда δ=

2δ=\_\_\_\_°.

Принимаем: 2δ=\_\_\_\_\_\_ [3, с.73].

**3.3 Проверочный расчет передачи**

Определяем КПД передачи

η = tgγ/tg(γ+φ) =,

где φ=\_\_\_° - угол трения [3, табл.4.9].Зависит от скорости скольжения.

vs = uф·ω2·d2/2·cosγ·103 =

Проверяем контактные напряжения зубьев колеса

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

σН=340·(Ft2K/d1·d2)1/2≤ [σ]H,

где Ft2 = 2Т2103/d2=\_\_\_\_\_\_\_Н - окружная сила на колесе;

К – коэффициент нагрузки.

При окружной скорости колеса v2 <3 м/с K=1, при v2 >3м/с К = 1,1…1,3.

v2 = ω2·d2 / 2·103 =

Получим:

σН=\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_МПа< [σ]H=\_\_\_\_\_МПа.

Допускается недогрузка 15 % и перегрузка не более 5%.

Условие выполняется.

Проверяем напряжения изгиба зубьев колеса

σF=0.7YF2·(Ft2K/m·b2)≤ [σ]F

где YF2 - коэффициент формы зуба колеса, определяется по табл. 4.10 [3] в зависимости от эквивалентного числа зубьев: zv2=z2/cos3γ= \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_, тогда YF2=\_\_\_\_.

Получим

σF=\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ МПа< [σ]F=\_\_\_\_\_\_\_ МПа

Условие выполняется.

Составляем табличный ответ (см. табл.4.11 [3])