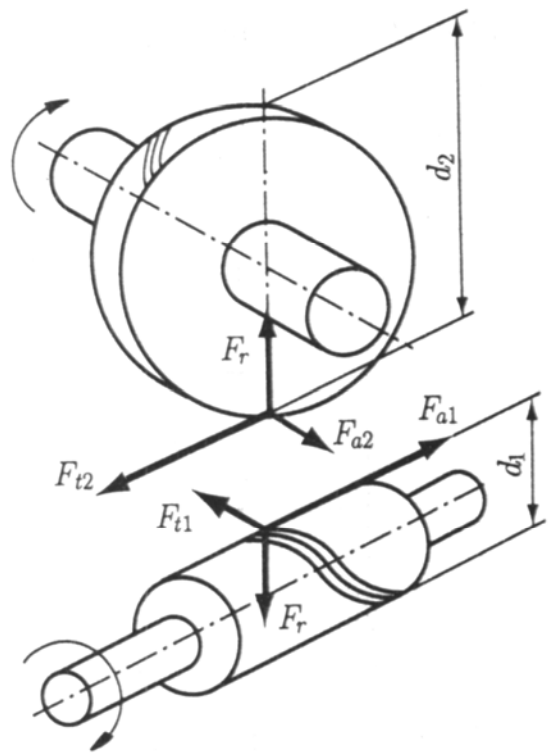


# РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

## Методические указания



Санкт-Петербург  
2012

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ»

---

Кафедра основ конструирования машин

## РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания

Санкт-Петербург  
2012

УДК 621.833.38 (072)

**РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ:**

методические указания / сост. М.В. Аввакумов, А.Б. Коновалов;  
СПб ГТУРП . - СПб., 2012.- 37 с.

В методических указаниях изложены новые методы расчета на прочность червячных передач, приведены примеры расчета и необходимые справочные материалы. Методические указания предназначены студентам направлений «Технологические машины и оборудование», «Теплоэнергетика и теплотехника» при выполнении курсовых проектов по деталям машин и механике. Могут быть использованы при дипломном проектировании.

Рецензент: профессор кафедры машин автоматизированных систем СПб ГТУРП, д-р техн. наук В.Н. Гончаров.

Подготовлены и рекомендованы к печати кафедрой основ конструирования машин СПб ГТУРП (протокол № 12 от 21 мая 2012 г.).

Утверждены к изданию методической комиссией факультета механики автоматизированных производств СПб ГТУРП (протокол № 7 от 24 мая 2012 г.).

© Санкт-Петербургский государственный  
технологический университет  
растительных полимеров, 2012

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В соответствии с учебным планом изучение дисциплин "Детали машин и основы конструирования" и "Механика" заканчивается выполнением курсового проекта. Курсовой проект является первой самостоятельной комплексной расчетно-конструкторской работой студентов, способствует закреплению и углублению знаний, полученных при изучении общетехнических дисциплин.

Объектом курсового проекта является механический привод технологических машин, применяемых в целлюлозно-бумажном производстве. В состав привода входят червячные редукторы общего назначения и открытые передачи.

Несмотря на широкое применение червячных передач во многих отраслях машиностроения, продолжают работы по улучшению их эксплуатационных характеристик и технологии изготовления. За последние годы появились передачи с новой геометрией, совершенствуются методы расчета червячных передач и конструирования червячных редукторов.

В методических указаниях учтены изменения методики расчетов на прочность и определения геометрических параметров червячных цилиндрических передач. Приведены примеры расчета и необходимые справочные материалы.

При подготовке методических указаний использованы ГОСТ 19650-97 [5] «Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрических параметров», учебники и пособия по деталям машин [1-4].

# 1. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса. В зависимости от формы профиля витков различают цилиндрические червяки следующих типов: архимедовы (ZA), конволютные (ZN), эвольвентные (Z1), нелинейчатые с поверхностью, образованной конусом (ZK), и с вогнутым профилем витка (ZT). Наиболее технологичными являются эвольвентные червяки (Z1), а перспективными – червяки с вогнутым профилем витка (ZT). Для силовых передач следует принимать эвольвентные и нелинейчатые червяки.

Термины, определения и обозначения, относящиеся к геометрии червячных передач, приняты по ГОСТ 18498-89 «Передачи червячные» и ГОСТ 16530-83 «Передачи зубчатые».

Размеры цилиндрической червячной передачи показаны на рис.1; зависимости для определения основных геометрических параметров червячной передачи приведены в табл.1.

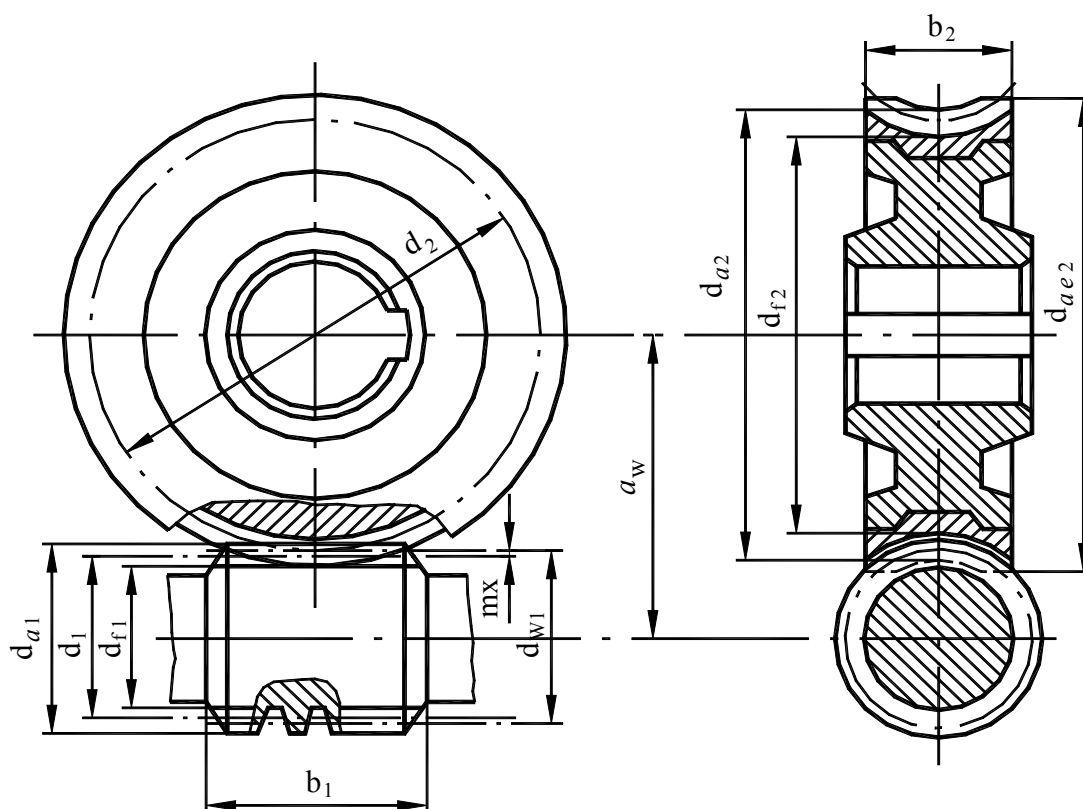


Рис.1. Основные размеры цилиндрической червячной передачи

Исходные данные для расчета размеров передачи:  
 число зубьев колеса  $z_2$ , число витков червяка  $z_1$ ;  
 модуль  $m$ , коэффициент диаметра червяка  $q$ ;  
 коэффициент смещения червяка  $x$ .

Таблица 1

Основные геометрические параметры червячных передач

Наименование параметра	Определение геометрических параметров при зацеплении	
	без смещения червяка	со смещением червяка
Межосевое расстояние	$a = 0,5m (q + z_2)$	$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x)$
Угол подъема витков червяка: делительный начальный	$\gamma = \text{arctg}(z_1 / q)$ ; $\gamma_w = \text{arctg}[z_1 / (q + 2x)]$	
Делительные диаметры: червяка колеса	$d_1 = m q$ ; $d_2 = m z_2$	
Начальные диаметры: червяка колеса	$d_{w1} = d_1$ ; $d_{w2} = d_2$	$d_{w1} = m (q+2x)$ ; $d_{w2} = d_2$
Диаметры вершин: червяка колеса	$d_{a1} = d_1 + 2m$ ; $d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a1} = d_1 + 2m$ ; $d_{a2} = d_2 + 2 (1 + x) m$
Диаметры впадин: червяка колеса	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$ ; $d_{f2} = d_2 - 2,4m$	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$ ; $d_{f2} = d_2 - 2 (1,2 - x) m$
Наибольший диаметр колеса	$d_{ae2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + k)$ , где $k=2$ ; для передач с червяком ZT – $k = 4$	
Ширина венца колеса: при $z_1 \leq 3$ при $z_1 = 4$ с червяками ZT	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$ $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ $b_2 = (0,7 - 0,1x) d_{a1}$	
Длина нарезанной части червяка	$b_1 = 2 \sqrt{(0,5d_{ae2})^2 - (a_w - 0,5d_{a1})^2} + 0,5\pi \cdot m$	

## 2. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

### 2.1. Выбор материалов червяка и червячного колеса

В силовых червячных передачах при длительной работе применяют червяки, изготовленные из сталей 45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА, 18ХГТ с объемной или поверхностной закалкой токами высокой частоты (ТВЧ) до твердости 45-55 НРС с последующим шлифованием и полированием витков.

Червячное колесо обычно выполняют составным: зубчатый венец и центр колеса из углеродистой стали или серого чугуна.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают из материалов с хорошими антифрикционными и противозадирными свойствами.

В современных передачах червячные колеса выполняют преимущественно из бронзы. Материалы для червячных колес и их механические характеристики приведены в табл. 2.

Таблица 2

Механические характеристики материалов червячных колес

Материал червячного колеса	Способ отливки	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Скорость скольжения $v_s$ , м/с
Бр 010Ф1	в землю	215	140	$\geq 5$
	в кокиль	250	195	
Бр 010Н1Ф1	центробежный	285	165	
Бр 05Ц5С5	в землю	150	80	
	в кокиль	200	90	
Бр А9ЖЗЛ	в землю	390	195	
	в кокиль	490	200	
	центробежный	500	200	
Бр А10Ж4Н4Л	в кокиль	590	295	
	центробежный	600	295	

Выбор материала червячного колеса зависит от скорости скольжения витков червяка по зубьям колеса.

Ожидаемое значение скорости скольжения

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \text{ м/с,}$$

где  $n_1$  – частота вращения червяка,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$T_2$  – вращающий момент на червячном колесе, Н·м.

При скорости скольжения  $v_s \geq 5$  м/с венцы червячных колес изготавливают из оловянных бронз. Для тихоходных передач при  $v_s < 5$  м/с применяют безоловянные бронзы.

## 2.2. Определение допускаемых контактных напряжений для червячного колеса

Допускаемые контактные напряжения для червячных колес из оловянных бронз определяют из условия обеспечения контактной выносливости материала, а для безоловянных бронз выбирают из условия сопротивления заеданию без учета числа циклов нагружения.

Допускаемые контактные напряжения для материала венца червячного колеса

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} C_v Z_N, \text{ МПа,}$$

где  $\sigma_{Hlim}$  – предел контактной выносливости зубьев колеса при базовом числе циклов нагружения  $N_{H0} = 10^7$  (табл.3);

$C_v$  – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала колеса. Для безоловянных бронз  $C_v = 1,0$ , для оловянных бронз:  $C_v = 1,66 \cdot v_s^{-0,352}$  при  $v_s = 4 - 8$  м/с;  $C_v = 0,8$  при  $v_s \geq 8$  м/с;

$Z_N$  – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи

$$Z_N = \sqrt[8]{10^7 / N_k} \leq 1,15.$$

Расчетное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы при постоянном режиме работы передачи

$$N_k = 60 n_2 L_h,$$

где  $n_2$  – частота вращения колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$L_h$  – срок службы передачи



$$L_h = 2920 L K_\Gamma K_C, \text{ ч,}$$

где  $L$  – число лет работы передачи;

$K_\Gamma$  – коэффициент годового использования передачи,  $K_\Gamma = 0,85$ ;

$K_C$  – число смен работы передачи в сутки.

Если по расчету  $N_k > 25 \cdot 10^7$ , то принимают  $N_k = 25 \cdot 10^7$ , и тогда коэффициент долговечности  $Z_N = 0,67$ .

Для безоловянных бронз принимают  $Z_N = 1$ .

К режимам постоянного нагружения относят режимы работы с отклонениями нагрузки до 20 %. При этом за расчетную обычно принимают нагрузку, соответствующую номинальной мощности двигателя.

### 2.3. Определение допускаемых напряжений изгиба для червячного колеса

Допускаемые напряжения изгиба для зубьев червячного колеса при длительной работе

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} Y_N, \text{ МПа,}$$

где  $\sigma_{Flim}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов нагружения  $N_{F0} = 10^6$  (табл. 3);

$Y_N$  – коэффициент долговечности при расчете зубьев на изгиб

$$Y_N = \sqrt[9]{10^6/N_k} \leq 1,0 .$$

Таблица 3

Пределы контактной выносливости  $\sigma_{Hlim}$  и выносливости зубьев колеса при изгибе  $\sigma_{Flim}$

Материал венца червячного колеса	$\sigma_{Hlim}$ , МПа		$\sigma_{Flim}$ , МПа	
	твердость поверхности витков червяка, HRC		нереверсивная передача	реверсивная передача
	< 45	≥ 45		
Оловянная бронза	$0,75\sigma_B$	$0,9\sigma_B$	$0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T$	$0,16\sigma_B$
Безоловянная бронза	$250 - 25v_S$	$300 - 25v_S$		

Коэффициент долговечности для кратковременно работающих червячных передач, когда  $N_k < 10^6$ , принимают  $Y_N = 1$ . При длитель-

ной работе червячной передачи, когда  $N_k > 25 \cdot 10^7$ , принимают  $N_k = 25 \cdot 10^7$ , и тогда  $Y_N=0,54$ .

### 2.4. Определение межосевого расстояния

Межосевое расстояние из условия контактной прочности рабочих поверхностей зубьев червячного колеса

$$a_w \geq K_a \sqrt[3]{T_2 K / [\sigma_H]^2}, \text{ мм},$$

где  $K_a = 610$  – для передач с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяками;  $K_a = 530$  – для передач с вогнутым профилем витков червяка (ZT),  $\text{МПа}^{1/3}$ ;

$T_2$  – вращающий момент на червячном колесе, Н·м;

$K$  – коэффициент нагрузки;

$[\sigma_H]$  – допускаемое контактное напряжение для колеса, МПа.

При постоянном режиме нагружения и обычной для общего машиностроения точности изготовления червячной передачи принимают следующие значения коэффициента нагрузки:  $K=1$  при  $v_s \leq 3$  м/с;  $K = 1,1-1,3$  при  $v_s > 3$  м/с.

Вычисленное значение межосевого расстояния  $a_w$  для нестандартных передач (редукторов) и при мелкосерийном производстве округляют до ближайшего большего числа из ряда номинальных линейных размеров  $R_a 40$  (ГОСТ 6636-69): 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130, далее через 10 до 260 и через 20 до 420 мм. При крупносерийном производстве редукторов  $a_w$  округляют до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 2144-93): 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450 мм.

### 2.5. Выбор числа витков червяка и определение числа зубьев червячного колеса

Число витков червяка  $z_1$  выбирают в зависимости от передаточного числа:

Передаточное число, $u$	8-14	15-30	>30
Число витков червяка, $z_1$	4	2	1

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u$ .

Значение  $z_2$  округляется до целого числа.

## 2.6. Определение модуля передачи

Осевой модуль червячной передачи

$$m = (1,4 - 1,7) a_w / z_2, \text{ мм}.$$

Из полученного интервала значений  $m$  выбирают стандартный модуль по ГОСТ 19672-74 (табл. 4).

## 2.7. Выбор коэффициента диаметра червяка

Предварительное значение коэффициента диаметра червяка

$$q = (2a_w / m) - z_2 > q_{\min}.$$

Полученное значение коэффициента диаметра червяка округляют до ближайшего стандартного (табл.4). Минимально допустимое значение  $q$  из условия жесткости червяка  $q_{\min} = 0,212 z_2$ .

Таблица 4

Рекомендуемые сочетания значений модуля  $m$  и коэффициента диаметра червяка  $q$  по ГОСТ 19672-74

$m, \text{ мм}$	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5	16
$q$	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	8; 10; 12,5; 16

## 2.8. Определение коэффициента смещения червяка

Коэффициент смещения червяка и режущего инструмента при нарезании червячного колеса

$$x = (a_w / m) - 0,5(z_2 + q).$$

Значения коэффициента смещения по условию неподрезания и незаострения зубьев червячного колеса на практике рекомендуется принимать в пределах:

для передач с архимедовым (ZA) и конволютным (ZN) червяками

$$0 \leq x \leq 1;$$

для передач с эвольвентным червяком (Z1)

$$-1 \leq x \leq 0;$$

для передачи с червяком с вогнутым профилем витка (ZT) предпочтительно

$$0,5 \leq x \leq 1,5, \\ x = 1,0.$$

Значительное положительное смещение для передач с червяками (ZT) является дополнительным фактором повышения нагрузочной способности.

Если по расчету коэффициент смещения не попадает в рекомендуемый диапазон, то изменяют значение  $m$ ,  $z_2$  или  $q$ . При этом число зубьев червячного колеса следует изменить на 1 или 2 зуба, чтобы не превысить допускаемое отклонение передаточного числа.

Фактическое значение межосевого расстояния

$$a_w = 0,5m (q + z_2 + 2x), \text{ мм.}$$

## 2.9. Уточнение передаточного числа

Фактическое передаточное число

$$u_\phi = z_2 / z_1 .$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100, \text{ \%}.$$

Фактическое передаточное число  $u_\phi$  не должно отличаться от заданного более, чем на 4 % для одноступенчатых и на 8 % – для двухступенчатых червячных редукторов.

## 2.10. Определение углов подъема витка червяка

Делительный угол подъема

$$\gamma = \text{arctg}(z_1 / q).$$

Начальный угол подъема

$$\gamma_w = \text{arctg}[ z_1 / (q + 2x) ].$$

Точность вычисления – до четвертого знака после запятой.

## 2.11. Уточнение скорости скольжения и допускаемых контактных напряжений

Скорость скольжения в зацеплении

$$v_s = \frac{\pi m (q + 2x) n_1}{60000 \cos \gamma_w}, \text{ м/с,}$$

где  $n_1$  – частота вращения червяка,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$\gamma_w$  – начальный угол подъема витка червяка, град.

По полученному значению скорости скольжения  $v_s$  уточняют допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_{\text{НР}}]$  для червячного колеса.

## 2.12. Проверочный расчет передачи на контактную прочность

Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_0 \sqrt{K F_{t2} / (d_2 d_{w1})} \leq [\sigma_{HP}], \text{ МПа},$$

где  $Z_0 = 340$  – для передач с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяками,  $Z_0 = 275$  – для передач с вогнутым профилем витков червяка (ZT), МПа<sup>1/2</sup>;

$K$  – коэффициент нагрузки;

$F_{t2}$  – окружная сила на колесе

$$F_{t2} = 2000 T_2 / d_2, \text{ Н};$$

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = m z_2, \text{ мм};$$

$d_{w1}$  – начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = m (q+2x), \text{ мм};$$

$[\sigma_{HP}]$  – допускаемые контактные напряжения, МПа.

Коэффициент нагрузки для червячных передач

$$K = K_\beta K_v,$$

где  $K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба колеса;

$K_v$  – коэффициент динамической нагрузки, возникающей в зацеплении.

При постоянном режиме нагружения, учитывая хорошую прирабатываемость материала венца червячного колеса, принимают коэффициент концентрации нагрузки  $K_\beta = 1,0$ , при переменном режиме принимают  $K_\beta = 1,05-1,2$ .

Коэффициент динамической нагрузки  $K_v$  определяют по табл.6 в зависимости от степени точности передачи (табл. 5) и скорости скольжения.

Таблица 5

Степень точности червячных передач

Скорость скольжения $v_s$ , м/с	до 15	до 10	до 5
Степень точности передачи	6	7	8

Примечание. Для редукторов общего назначения принимают 7-ю и 8-ю степени точности.

Значения коэффициента динамической нагрузки  $K_v$ 

Степень точности передачи	Скорость скольжения $v_s$ , м/с			
	до 1,5	1,5-3,0	3,0-7,5	7,5-12
6	–	–	1,0	1,1
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,0-1,1	1,1-1,2	1,2-1,3	–

Примечание. При 8-й степени точности меньшие значения для шлифованных и полированных червяков.

Отклонение расчетного напряжения  $\sigma_H$  от допускаемых контактных напряжений  $[\sigma_{HP}]$

$$\Delta\sigma_H = (\sigma_H - [\sigma_{HP}]) 100 / [\sigma_{HP}], \%$$

Допускаемая недогрузка передачи ( $\sigma_H < [\sigma_{HP}]$ ) не более 15 % и перегрузка ( $\sigma_H > [\sigma_{HP}]$ ) до 5 %. Если условие прочности не выполняется, необходимо выбрать другую марку бронзы для венца червячного колеса или изменить межосевое расстояние  $a_w$  передачи.

### 2.13. Определение основных размеров червяка и червячного колеса

Размеры червяка:

делительный диаметр	$d_1 = m q$ ;
диаметр вершин витков	$d_{a1} = d_1 + 2m$ ;
диаметр впадин витков	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$ ;
диаметр впадин витков эвольвентного червяка Z1	$d_{f1} = d_1 - 2(1 + 0,2 \cos \gamma)m$ ;

Размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр	$d_2 = m z_2$ ;
диаметр вершин зубьев	$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m$ ;
диаметр впадин зубьев	$d_{f2} = d_2 - 2(1,2 - x)m$ ;
диаметр впадин зубьев передачи с эвольвентным червяком	$d_{f2} = d_2 - 2(1 + 0,2 \cos \gamma - x)m$ ;
наибольший диаметр колеса	$d_{ae2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2)$ ,
для передач с вогнутым профилем витков червяка ZT	$d_{ae2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 4)$ .

Ширина венца колеса:  $b_2 \leq 0,75d_{a1}$  при  $z_1 \leq 3$ ;  
 $b_2 \leq 0,67d_{a1}$  при  $z_1 = 4$ .

Ширина венца колеса передачи с вогнутым профилем витков червяка ZT:  $b_2 = (0,7 - 0,1x)d_{a1}$ .

Длина нарезанной части червяка :

$$b_1 = 2\sqrt{(0,5d_{ae2})^2 - (a_w - 0,5d_{a1})^2} + 0,5\pi \cdot m.$$

Значения длины нарезанной части червяка  $b_1$  и ширину венца  $b_2$  округляют до ближайшего целого числа, кратного двум или пяти. Точность вычисления диаметров червяка и венца червячного колеса до 0,01 мм. Коэффициент смещения червяка необходимо подставлять со своим знаком.

#### 2.14. Проверочный расчет зубьев колеса на выносливость при изгибе

Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{0,7 F_{t2} K}{b_2 m \cos \gamma_w} Y_{F2} \leq [\sigma_F], \text{ МПа},$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе, Н;

$K$  – коэффициент нагрузки;

$b_2$  – ширина венца колеса, мм;

$m$  – модуль передачи, мм;

$\gamma_w$  – начальный угол подъема витка червяка;

$Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба червячного колеса;

$[\sigma_F]$  – допускаемые напряжения изгиба для зубьев червячного колеса, МПа.

Коэффициент формы зуба червячного колеса вычисляют по формулам:

$$Y_{F2} = 2,40 - 0,0214 z_{v2} \text{ при } z_{v2} < 37 ;$$

$$Y_{F2} = 2,21 - 0,0162 z_{v2} \text{ при } z_{v2} = 37-45 ;$$

$$Y_{F2} = 1,72 - 0,0053 z_{v2} \text{ при } z_{v2} > 45 ,$$

где  $z_{v2}$  – эквивалентное число зубьев колеса,  $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w$ .

Обычно расчетное напряжение изгиба  $\sigma_F$  получается значительно меньше  $[\sigma_F]$ , так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

Допускается перегрузка передачи до 5 %. Если  $\sigma_F > [\sigma_F]$  свыше 5 %, то необходимо выбрать материал венца колеса с более высокими механическими характеристиками или увеличить модуль  $m$  зацепления и повторить расчет геометрических размеров передачи.

### 2.15. Определение КПД передачи

Общий коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = 0,96 \operatorname{tg} \gamma_w / \operatorname{tg} (\gamma_w + \rho),$$

где  $\gamma_w$  – начальный угол подъема витка червяка;

$\rho$  – приведенный угол трения. Значение угла трения  $\rho$  между стальным червяком с твердостью витков  $\geq 45$  HRC и колесом из бронзы принимают по табл. 7 в зависимости от скорости скольжения  $v_s$ .

Таблица 7

Приведенные углы трения между стальным червяком и колесом из бронзы

Материал колеса	Скорость скольжения $v_s$ , м/с									
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10,0	15,0
Оловянные бронзы	3°10'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
Безоловянные бронзы	3°40'	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	

### 2.16. Определение усилий в зацеплении

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \cdot 10^3 T_2 / (d_{w1} u_\phi \eta), \text{ Н.}$$

Осевая сила на червяке, равная окружной силе на колесе

$$F_{a1} = F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_2, \text{ Н.}$$

Радиальные силы на червяке и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma_w, \text{ Н,}$$

где  $\alpha = 20^\circ$  – угол профиля витка червяка; для червяка ZT –  $\alpha = 22^\circ$ .



### 3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА. СМАЗЫВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

При работе червячной передачи в связи с невысоким КПД выделяется большое количество теплоты, что приводит к нагреву масла и деталей редуктора. С повышением температуры ухудшаются смазочные свойства масла, возникает опасность заедания и выхода передачи из строя.

Температура нагрева масла при непрерывной работе редуктора

$$t_M = t_0 + (1 - \eta) P_1 / [K_T A (1 + \psi)] \leq [t_M], \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $t_0$  – температура окружающего воздуха,  $t_0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

$\eta$  – КПД редуктора;

$P_1$  – мощность на ведущем валу, Вт,

$$P_1 = 0,1 T_2 n_2 / \eta;$$

$K_T$  – коэффициент теплопередачи. При естественном охлаждении корпуса  $K_T = 13-18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$A$  – площадь поверхности редуктора (без учета днища), определяемая по компоновочному чертежу,  $\text{м}^2$ ;

$\psi$  – коэффициент, учитывающий отвод теплоты через днище корпуса. При установке редуктора на металлическую плиту или раму  $\psi = 0,3$ , при бетонном основании  $\psi = 0$ ;

$[t_M]$  – максимальная допустимая температура нагрева масла:

$$[t_M] = 80-95 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ – для обычных редукторных масел};$$

$$[t_M] = 100-110 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ – для авиационного масла}.$$

Приблизительно площадь поверхности охлаждения червячного редуктора можно определить по формуле  $A = 12,2 a_w^{1,71}$ ,  $\text{м}^2$ .

Если рабочая температура масла  $t_M > [t_M]$ , то необходимо увеличить поверхность охлаждения ребрением корпуса или применить искусственное охлаждение. При естественном охлаждении ребра располагают вертикально. Расчетная площадь поверхности ребер корпуса  $A_p \approx (0,1-0,2) A$ , меньшее значение при  $a_w \geq 200 \text{ мм}$ .

Способы искусственного охлаждения: воздушное охлаждение корпуса с помощью вентилятора, установленного на валу червяка; водяное охлаждение масла с помощью змеевика с проточной водой, встроенного в картер редуктора; циркуляционная смазка передачи.

При воздушном охлаждении ребра корпуса располагают вдоль направления потока воздуха от вентилятора.

Температура нагрева масла при охлаждении вентилятором

$$t_M = t_0 + \frac{(1 - \eta) P_1}{[0,65(1 + \psi)K_T + 0,35K_{ТВ}]A} \leq [t_M], \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $K_{ТВ}$  – коэффициент теплопередачи при обдуве корпуса вентилятором,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ .

Частота вращения вентилятора (червяка) $n_v$ , $\text{мин}^{-1}$	750	1000	1500	3000
$K_{ТВ}$ , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	24	29	35	50

При скорости скольжения 12,5 м/с применяют картерную смазку передач. Смазывание происходит погружением зубьев колеса (витков червяка) в жидкое масло, залитое в корпус редуктора. При больших скоростях скольжения ( $> 12,5$  м/с) используют циркуляционную смазку.

В зависимости от контактного напряжения и скорости скольжения по табл. 8 определяют требуемую вязкость масла и по табл. 9 выбирают марку масла для смазывания червячной передачи.

Таблица 8

Рекомендуемая кинематическая вязкость масел для червячных передач

Контактное напряжение $\sigma_H$ , МПа	Кинематическая вязкость, $\text{мм}^2/\text{с}$ при 100 $^\circ\text{C}$ и скорости скольжения, м / с		
	до 2	2 - 5	свыше 5
До 200	25	20	15
200 – 250	32	25	18
250 – 300	40	30	23

Таблица 9

Кинематическая вязкость масел

Марка масла	Кинематическая вязкость, $\text{мм}^2/\text{с}$ при 100 $^\circ\text{C}$
И-Г-С-220	14
И-Т-С-320	20
Авиационное МС-20	20,5
Цилиндровое 52	52

## 4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

### 4.1. Расчет быстроходной червячной передачи редуктора

Исходные данные для расчета:

передаточное число  $u = 21,2$ ;

частота вращения червяка  $n_1 = 1447 \text{ мин}^{-1}$ ;

частота вращения колеса  $n_2 = 68,25 \text{ мин}^{-1}$ ;

вращающий момент на червячном колесе  $T_2 = 750 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Срок службы передачи при трехсменной работе 3 года.

Передача нереверсивная, нагрузка постоянная, производство мелкосерийное.

#### 4.1.1. Выбор материалов червяка и червячного колеса

Для изготовления червяка принимаем сталь 40Х с поверхностной закалкой токами высокой частоты до твердости 50 HRC с последующим шлифованием и полированием витков.

Ожидаемое значение скорости скольжения

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1447 \sqrt[3]{750} = 5,92 \text{ м/с}.$$

Для венца червячного колеса при  $v_s > 5 \text{ м/с}$  выбираем оловянную бронзу Бр 010Ф1, отливка в кокиль, с механическими характеристиками  $\sigma_B = 250 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_T = 195 \text{ МПа}$  (см. табл. 2).

#### 4.1.2. Определение допускаемых контактных напряжений для червячного колеса

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} C_v Z_N, \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{Hlim}$  – предел контактной выносливости зубьев колеса при базовом числе циклов нагружения (см. табл. 3)

$$\sigma_{Hlim} = 0,9 \sigma_B = 0,9 \cdot 250 = 225 \text{ МПа};$$

$C_v$  – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала колеса

$$C_v = 1,66 v_s^{-0,352} = 1,66 \cdot 5,92^{-0,352} = 0,89;$$

$Z_N$  – коэффициент долговечности.

Расчетное число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи

$$N_K = 60 n_2 L_h,$$

где  $n_2$  – частота вращения колеса,  $n_2 = 68,25 \text{ мин}^{-1}$ ;

$L_h$  – срок службы передачи

$$L_h = 2920 L K_r K_c, \text{ ч},$$

где  $L$  – число лет работы передачи,  $L = 3$  года;

$K_r$  – коэффициент годового использования передачи,  $K_r = 0,85$ ;

$K_c$  – число смен работы передачи в сутки,  $K_c = 3$ .

$$L_h = 2920 \cdot 3 \cdot 0,85 \cdot 3 = 22338 \text{ ч}.$$

Расчетное число циклов нагружения

$$N_K = 60 \cdot 68,25 \cdot 22338 = 9,15 \cdot 10^7.$$

Коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[8]{10^7 / N_K} = \sqrt[8]{10^7 / (9,15 \cdot 10^7)} = 0,758.$$

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = 225 \cdot 0,89 \cdot 0,758 = 151,8 \text{ МПа}.$$

#### 4.1.3. Определение допускаемых напряжений изгиба для червячного колеса

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} Y_N, \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{Flim}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов нагружения (см. табл. 3)

$$\sigma_{Flim} = 0,08 \sigma_B + 0,25 \sigma_T = 0,08 \cdot 250 + 0,25 \cdot 195 = 68,75 \text{ МПа};$$

$Y_N$  – коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[9]{10^6 / N_K} = \sqrt[9]{10^6 / (9,15 \cdot 10^7)} = 0,60.$$

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = 68,75 \cdot 0,6 = 41,25 \text{ МПа}.$$

#### 4.1.4. Определение межосевого расстояния

$$a_w \geq K_a \sqrt[3]{T_2 K / [\sigma_H]^2}, \text{ мм},$$

где  $K_a = 610$  – для передачи с архимедовым червяком;

$T_2$  – вращающий момент на червячном колесе,  $T_2 = 750 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;

$K$  – коэффициент нагрузки. При  $v_s > 3 \text{ м/с}$  предварительно принимаем  $K = 1,2$ .

$$a_w = 610 \sqrt[3]{750 \cdot 1,2 / 151,8^2} \approx 207 \text{ мм}.$$

Принимаем из ряда стандартных чисел по ГОСТ 6636-69 (с. 9)

$a_w = 210 \text{ мм}$ .

#### 4.1.5. Выбор числа витков червяка и определение числа зубьев червячного колеса

Число витков червяка  $z_1 = 2$  (см. с. 9).

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 21,2 = 42,4$ .

Принимаем  $z_2 = 42$ .

#### 4.1.6. Определение модуля передачи

Предварительное значение модуля передачи

$$m = (1,4 - 1,7) a_w / z_2 = (1,4 - 1,7) 210 / 42 = (7,0 - 8,5) \text{ мм.}$$

По ГОСТ 19672-74 принимаем  $m = 8$  мм (см. табл. 4).

#### 4.1.7. Выбор коэффициента диаметра червяка

Предварительное значение коэффициента диаметра червяка

$$q = (2 a_w / m) - z_2 = (2 \cdot 210 / 8) - 42 = 10,5.$$

Минимально допустимое значение коэффициента диаметра червяка

$$q_{\min} = 0,212 z_2 = 0,212 \cdot 42 = 8,9.$$

Принимаем по ГОСТ 19672-74 ближайшее стандартное значение коэффициента  $q = 10$  (см. табл.4).

#### 4.1.8. Определение коэффициента смещения червяка

$$x = (a_w / m) - 0,5(z_2 + q) = (210 / 8) - 0,5(42 + 10) = 0,25.$$

При такой величине коэффициента смещения выбираем архимедов червяк ZA (см. с. 10).

Фактическое межосевое расстояние

$$a_w = 0,5 m(q + z_2 + 2x) = 0,5 \cdot 8(10 + 42 + 2 \cdot 0,25) = 210 \text{ мм.}$$

#### 4.1.9. Уточнение передаточного числа

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 = 42 / 2 = 21.$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} 100 \% = \frac{|21 - 21,2|}{21,2} 100 = 0,94 \% < [\Delta u] = 4 \%.$$

Фактическая частота вращения колеса

$$n_{2\phi} = n_1 / u_{\phi} = 1447 / 21 = 68,9 \text{ мин}^{-1}.$$

#### 4.1.10. Определение углов подъема витка червяка

Делительный угол подъема

$$\gamma = \arctg (z_1 / q) = \arctg (2/10) = 11,3099^\circ = 11^\circ 19'.$$

Начальный угол подъема

$$\gamma_w = \arctg [z_1 / (q + 2x)] = \arctg [2 / (10 + 2 \cdot 0,25)] = 10,7843^\circ = 10^\circ 47'.$$

#### 4.1.11. Уточнение скорости скольжения и допускаемых контактных напряжений

Скорость скольжения в зацеплении

$$v_s = \frac{\pi m (q + 2x) n_1}{60000 \cos \gamma_w} = \frac{\pi 8 (10 + 2 \cdot 0,25) 1447}{60000 \cos 10,7843^\circ} = 6,47 \text{ м/с.}$$

Фактические допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_{HP}] = \sigma_{Hlim} C_v Z_N,$$

$$\text{где } C_v = 1,66 v_s^{-0,352} = 1,66 \cdot 6,47^{-0,352} = 0,86.$$

$$[\sigma_{HP}] = 225 \cdot 0,86 \cdot 0,758 = 146,67 \text{ МПа.}$$

#### 4.1.12. Проверочный расчет передачи на контактную прочность

$$\sigma_H = Z_0 \sqrt{F_{t2} K / (d_2 d_{w1})} \leq [\sigma_{HP}], \text{ МПа,}$$

где  $Z_0 = 340$  – для передачи с архимедовым червяком;

$K$  – коэффициент нагрузки;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = m z_2 = 8 \cdot 42 = 336 \text{ мм;}$$

$F_{t2}$  – окружная сила на колесе

$$F_{t2} = 2000 T_2 / d_2 = 2000 \cdot 750 / 336 = 4464,3 \text{ Н;}$$

$d_{w1}$  – начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = m(q + 2x) = 8(10 + 2 \cdot 0,25) = 84 \text{ мм.}$$

Коэффициент нагрузки

$$K = K_\beta K_v,$$

где  $K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба колеса.

При постоянной нагрузке  $K_\beta = 1,0$ ;

$K_v$  – коэффициент динамической нагрузки.

При скорости скольжения  $v_s = 6,47$  м/с назначаем 7-ю степень точности изготовления передачи (см. табл. 5) и принимаем

$K_v = 1,1$  (см. табл. 6).

$$K = 1,0 \cdot 1,1 = 1,1.$$

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 340 \sqrt{1,1 \cdot 4464,3 / (336 \cdot 84)} = 141,8 \text{ МПа} < [\sigma_{HP}] = 146,67 \text{ МПа.}$$

Отклонение расчетного напряжения от допускаемых контактных напряжений

$$\Delta\sigma_H = (141,8 - 146,67)100 / 146,67 = -3,3 \text{ \%}.$$

Недогрузка передачи составляет 3,3 % , что допустимо.

#### 4.1.13. Определение основных размеров червяка и червячного колеса

Размеры червяка:

делительный диаметр

$$d_1 = m q = 8 \cdot 10 = 80 \text{ мм};$$

диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ мм};$$

диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 m = 80 - 2,4 \cdot 8 = 60,8 \text{ мм}.$$

Размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр

$$d_2 = m z_2 = 8 \cdot 42 = 336 \text{ мм};$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m = 336 + 2(1 + 0,25)8 = 356 \text{ мм};$$

диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2(1,2 - x)m = 336 - 2(1,2 - 0,25)8 = 320,8 \text{ мм};$$

наибольший диаметр колеса

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2) = 356 + 6 \cdot 8 / (2 + 2) = 368 \text{ мм},$$

принимаем  $d_{ae2} = 365 \text{ мм}$ .

Ширина венца колеса

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1} = 0,75 \cdot 96 = 72 \text{ мм}, \text{ принимаем } b_2 = 70 \text{ мм}.$$

Длина нарезанной части червяка

$$b_1 = 2\sqrt{(0,5d_{ae2})^2 - (a_w - 0,5d_{a1})^2} + 0,5\pi \cdot m =$$

$$= 2\sqrt{(0,5 \cdot 365)^2 - (210 - 0,5 \cdot 96)^2} + 0,5\pi \cdot 8 = 180,6 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b_1 = 180 \text{ мм}$ .

#### 4.1.14. Проверочный расчет зубьев колеса на выносливость при изгибе

$$\sigma_F = \frac{0,7 F_{t2} K}{b_2 m \cos \gamma_w} Y_{F2} \leq [\sigma_F], \text{ МПа,}$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе,  $F_{t2} = 4464,3 \text{ Н}$ ;

$K$  – коэффициент нагрузки,  $K = 1,1$ ;

$b_2$  – ширина венца колеса,  $b_2 = 70 \text{ мм}$ ;

$m$  – модуль передачи,  $m = 8 \text{ мм}$ ;

$\gamma_w$  – начальный угол подъема витка,  $\gamma_w = 10,7843^\circ$ ;

$Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба колеса.

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w = 42 / \cos^3 10,7843^\circ \approx 44.$$

Тогда  $Y_{F2} = 2,21 - 0,0162 z_{v2} = 2,21 - 0,0162 \cdot 44 \approx 1,5$ .

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_F = \frac{0,7 \cdot 4464,3 \cdot 1,1}{70 \cdot 8 \cdot \cos 10,7843^\circ} \cdot 1,5 = 9,37 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 41,25 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

#### 4.1.15. Определение КПД передачи

$$\eta = 0,96 \operatorname{tg} \gamma_w / \operatorname{tg} (\gamma_w + \rho),$$

где  $\rho$  – приведенный угол трения. При  $v_s = 6,47 \text{ м/с}$  для оловянной бронзы  $\rho = 1^\circ 09'$  (см. табл. 7).

$$\eta = 0,96 \operatorname{tg} 10^\circ 47' / \operatorname{tg} (10^\circ 47' + 1^\circ 09') = 0,86 .$$

#### 4.1.16. Определение усилий в зацеплении

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000 \dot{O}_2}{d_{w1} u_\phi \eta} = \frac{2000 \cdot 750}{84 \cdot 21 \cdot 0,86} = 988,8 \text{ Н.}$$

Осевая сила на червяке, равная окружной силе на колесе

$$F_{a1} = F_{t2} = 2000 T_2 / d_2 = 2000 \cdot 750 / 336 = 4464,3 \text{ Н.}$$

Радиальные силы на червяке и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma_w = 4464,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 10,7843^\circ = 1654,2 \text{ Н.}$$



## 4.2. Расчет тихоходной червячной передачи редуктора

Исходные данные для расчета:

передаточное число  $u = 19,5$ ;

частота вращения червяка  $n_1 = 950 \text{ мин}^{-1}$ ;

частота вращения колеса  $n_2 = 48,7 \text{ мин}^{-1}$ ;

вращающий момент на червячном колесе  $T_2 = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Срок службы передачи при трехсменной работе 3 года.

Передача неревверсивная, нагрузка постоянная, производство среднесерийное.

### 4.2.1. Выбор материалов червяка и червячного колеса

Для изготовления червяка принимаем сталь 40ХН с поверхностной закалкой токами высокой частоты до твердости 50 HRC с последующим шлифованием и полированием витков.

Ожидаемое значение скорости скольжения

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 950 \sqrt[3]{700} = 3,8 \text{ м/с}.$$

Для венца червячного колеса при  $v_s < 5 \text{ м/с}$  выбираем безоловянную бронзу Бр А9Ж3Л, отливка в землю, с механическими характеристиками  $\sigma_B = 390 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_T = 195 \text{ МПа}$  (см. табл. 2).

### 4.2.2. Определение допускаемых контактных напряжений для червячного колеса

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} C_v Z_N, \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{Hlim}$  – предел контактной выносливости зубьев колеса при базовом числе циклов нагружения (см. табл. 3)

$$\sigma_{Hlim} = 300 - 25 v_s = 300 - 25 \cdot 3,8 = 205 \text{ МПа};$$

$C_v$  – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала колеса,  $C_v = 1,0$ ;

$Z_N$  – коэффициент долговечности. Для безоловянных бронз принимаем  $Z_N = 1$ .

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = 205 \cdot 1,0 \cdot 1 = 205 \text{ МПа}.$$

### 4.2.3. Определение допускаемых напряжений изгиба для червячного колеса

$$[\sigma_F] = \sigma_{\text{Flim}} Y_N, \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{\text{Flim}}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов нагружения (см. табл. 3)

$$\sigma_{\text{Flim}} = 0,08 \sigma_B + 0,25 \sigma_T = 0,08 \cdot 390 + 0,25 \cdot 195 = 77,95 \text{ МПа};$$

$Y_N$  – коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[9]{10^6 / N_K},$$

$N_K$  – расчетное число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи

$$N_K = 60 n_2 L_h,$$

где  $n_2$  – частота вращения колеса,  $n_2 = 48,7 \text{ мин}^{-1}$ ;

$L_h$  – срок службы передачи

$$L_h = 2920 L K_r K_c, \text{ ч},$$

где  $L$  – число лет работы передачи,  $L = 3$  года;

$K_r$  – коэффициент годового использования передачи,  $K_r = 0,85$ ;

$K_c$  – число смен работы передачи в сутки,  $K_c = 3$ .

$$L_h = 2920 \cdot 3 \cdot 0,85 \cdot 3 = 22338 \text{ ч}.$$

Расчетное число циклов нагружения

$$N_K = 60 \cdot 48,7 \cdot 22338 = 6,53 \cdot 10^7.$$

Коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[9]{10^6 / (6,53 \cdot 10^7)} = 0,63.$$

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = 77,95 \cdot 0,63 = 49,1 \text{ МПа}.$$

### 4.2.4. Определение межосевого расстояния

$$a_w \geq K_a \sqrt[3]{T_2 K / [\sigma_H]^2}, \text{ мм},$$

где  $K_a = 610$  – для передачи с эвольвентным червяком;

$T_2$  – вращающий момент на червячном колесе,  $T_2 = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;

$K$  – коэффициент нагрузки. При  $v_s > 3 \text{ м/с}$  предварительно принимаем  $K = 1,15$ .

$$a_w \geq 610 \sqrt[3]{700 \cdot 1,15 / 205^2} = 163,2 \text{ мм}.$$

Из ряда стандартных межосевых расстояний по ГОСТ 2144-93 (с. 9) принимаем  $a_w = 160 \text{ мм}$ .

#### 4.2.5. Выбор числа витков червяка и определение числа зубьев червячного колеса

Число витков червяка  $z_1 = 2$  (см. с. 9).

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 19,5 = 39$ .

#### 4.2.6. Определение модуля передачи

$m = (1,4 - 1,7) a_w / z_2 = (1,4 - 1,7) 160 / 39 = (5,74 - 6,97)$  мм.  
По ГОСТ 19672-74 принимаем  $m = 6,3$  мм (см. табл. 4).

#### 4.2.7. Выбор коэффициента диаметра червяка

$$q = (2 a_w / m) - z_2 = (2 \cdot 160 / 6,3) - 39 = 11,8 .$$

Минимально допустимое значение

$$q_{\min} = 0,212 z_2 = 0,212 \cdot 39 = 8,3 .$$

Принимаем по ГОСТ 19672-74 ближайшее стандартное значение коэффициента  $q = 12,5$  (см. табл. 4).

#### 4.2.8. Определение коэффициента смещения червяка

$$x = (a_w / m) - 0,5(z_2 + q) = (160/6,3) - 0,5(39 + 12,5) = -0,353.$$

При такой величине коэффициента смещения следует выбрать эвольвентный червяк ZI (с. 10).

Фактическое межосевое расстояние

$$a_w = 0,5 m (q + z_2 + 2x) = 0,5 \cdot 6,3 [12,5 + 39 + 2 \cdot (-0,353)] = 160 \text{ мм}.$$

#### 4.2.9. Уточнение передаточного числа

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 = 39 / 2 = 19,5 .$$

Отклонение от заданного передаточного числа  $\Delta u = 0$ .

#### 4.2.10. Определение углов подъема витка червяка

Делительный угол подъема

$$\gamma = \arctg (z_1/q) = \arctg (2/12,5) = 9,09^\circ = 9^\circ 15'.$$

Начальный угол подъема

$$\gamma_w = \arctg [z_1/(q + 2x)] = \arctg [2/(12,5 - 2 \cdot 0,353)] = 9,62^\circ = 9^\circ 37'.$$

#### 4.2.11. Уточнение скорости скольжения и допускаемых контактных напряжений

Скорость скольжения в зацеплении

$$v_s = \frac{\pi m (q + 2x) n_1}{60000 \cos \gamma_w} = \frac{\pi 6,3 (12,5 - 2 \cdot 0,353) 950}{60000 \cos 9,62^\circ} = 3,75 \text{ м/с.}$$

Фактические допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_{\text{HP}}] = \sigma_{\text{Hlim}} C_v Z_N, \text{ МПа,}$$

где  $\sigma_{\text{Hlim}} = 300 - 25 v_s = 300 - 25 \cdot 3,75 = 206,25 \text{ МПа.}$

$$[\sigma_{\text{HP}}] = 206,25 \cdot 1,0 \cdot 1 = 206,25 \text{ МПа.}$$

#### 4.2.12. Проверочный расчет передачи на контактную прочность

$$\sigma_H = Z_0 \sqrt{F_{t2} K / (d_2 d_{w1})} \leq [\sigma_{\text{HP}}], \text{ МПа,}$$

где  $Z_0 = 340$  – для передачи с эвольвентным червяком;

$K$  – коэффициент нагрузки;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = m z_2 = 6,3 \cdot 39 = 245,7 \text{ мм;}$$

$F_{t2}$  – окружная сила на колесе

$$F_{t2} = 2000 T_2 / d_2 = 2000 \cdot 700 / 245,7 = 5698 \text{ Н;}$$

$d_{w1}$  – начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = m (q + 2x) = 6,3 [(12,5 + 2 \cdot (-0,353))] = 74,3 \text{ мм.}$$

Коэффициент нагрузки

$$K = K_\beta K_v,$$

где  $K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба колеса.

При постоянной нагрузке  $K_\beta = 1,0$ ;

$K_v$  – коэффициент динамической нагрузки.

При скорости скольжения  $v_s = 3,75 \text{ м/с}$  принимаем 8-ю степень точности передачи (см. табл. 5) и выбираем  $K_v = 1,25$  (см. табл. 6).

$$K = 1,0 \cdot 1,25 = 1,25.$$

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 340 \sqrt{1,25 \cdot 5698 / (245,7 \cdot 74,3)} = 212,3 \text{ МПа.}$$

Отклонение расчетного напряжения от допускаемых контактных напряжений

$$\Delta \sigma_H = (212,3 - 206,25) 100 / 206,25 = 2,9 \% < 5 \%.$$

Перегрузка передачи составляет 2,9 % , что допустимо.

#### 4.2.13. Определение основных размеров червяка и червячного колеса

Размеры червяка:

делительный диаметр

$$d_1 = m q = 6,3 \cdot 12,5 = 78,75 \text{ мм};$$

диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 m = 78,75 + 2 \cdot 6,3 = 91,35 \text{ мм};$$

диаметр впадин витков

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2 (1 + 0,2 \cos \gamma) m = \\ &= 78,75 - 2(1 + 0,2 \cos 9,09^\circ) 6,3 = 63,66 \text{ мм} . \end{aligned}$$

Размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр

$$d_2 = m z_2 = 6,3 \cdot 39 = 245,7 \text{ мм};$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 (1 + x) m = 245,7 + 2 (1 - 0,353) 6,3 = 253,85 \text{ мм};$$

диаметр впадин зубьев передачи с эвольвентным червяком

$$\begin{aligned} d_{f2} &= d_2 - 2(1 + 0,2 \cos \gamma - x) m = \\ &= 245,7 - 2(1 + 0,2 \cos 9,09^\circ + 0,353) 6,3 = 226,16 \text{ мм}; \end{aligned}$$

наибольший диаметр колеса

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2) = 253,85 + 6 \cdot 6,3 / (2 + 2) = 263,3 \text{ мм},$$

принимаем  $d_{ae2} = 260 \text{ мм}$ .

Ширина венца колеса  $b_2 \leq 0,75 d_{a1} = 0,75 \cdot 91,35 = 68,5 \text{ мм}$ .

Принимаем  $b_2 = 68 \text{ мм}$ .

Длина нарезанной части червяка

$$\begin{aligned} b_1 &= 2 \sqrt{(0,5 d_{ae2})^2 - (a_w - 0,5 d_{a1})^2} + 0,5 \pi \cdot m = \\ &= 2 \sqrt{(0,5 \cdot 260)^2 - (160 - 0,5 \cdot 91,35)^2} + 0,5 \pi \cdot 6,3 = 133,7 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Принимаем  $b_1 = 134 \text{ мм}$ .

#### 4.2.14. Проверочный расчет зубьев колеса на выносливость при изгибе

$$\sigma_F = \frac{0,7 F_{t2} K}{b_2 m \cos \gamma_w} Y_{F2} \leq [\sigma_F], \text{ МПа},$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе,  $F_{t2} = 5698 \text{ Н}$ ;

$K$  – коэффициент нагрузки,  $K = 1,25$ ;

$b_2$  – ширина венца колеса,  $b_2 = 68 \text{ мм}$ ;

$m$  – модуль передачи,  $m = 6,3$  мм;

$\gamma_w$  – начальный уровень подъема витка,  $\gamma_w = 9,62^\circ$ ;

$Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба.

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w = 39 / \cos^3(9,62^\circ) \approx 41.$$

Тогда  $Y_{F2} = 2,21 - 0,0162 z_{v2} = 2,21 - 0,0162 \cdot 41 = 1,54$ .

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_F = \frac{0,7 \cdot 5698 \cdot 1,25}{68 \cdot 6,3 \cdot \cos 9,62^\circ} \cdot 1,54 = 18,2 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 49,1 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

#### 4.2.15. Определение КПД передачи

$$\eta = 0,96 \operatorname{tg} \gamma_w / \operatorname{tg} (\gamma_w + \rho),$$

где  $\rho$  – приведенный угол трения. При  $v_s = 3,75$  м/с для безоловянной бронзы  $\rho = 1^\circ 45' = 1,75^\circ$  (см. табл. 7).

$$\eta = 0,96 \operatorname{tg} 9,62^\circ / \operatorname{tg} (9,62^\circ + 1,75^\circ) = 0,81 .$$

#### 4.2.16. Определение усилий в зацеплении

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000 T_2}{d_{w1} u_\phi \eta} = \frac{2000 \cdot 700}{74,3 \cdot 19,5 \cdot 0,81} = 1192,9 \text{ Н}.$$

Осевая сила на червяке, равная окружной силе на колесе

$$F_{a1} = F_{t2} = 2000 T_2 / d_2 = 2000 \cdot 700 / 245,7 = 5698 \text{ Н}.$$

Радиальные силы на червяке и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma_w = 5698 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 9,62^\circ = 2103,6 \text{ Н}.$$

### 4.3. Расчет червячной передачи редуктора с червяком ZT

Исходные данные для расчета:

передаточное число  $u = 12,5$ ;

частота вращения червяка  $n_1 = 2910 \text{ мин}^{-1}$ ;

частота вращения колеса  $n_2 = 232,8 \text{ мин}^{-1}$ ;

вращающий момент на червячном колесе  $T_2 = 342 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Срок службы передачи при трехсменной работе 6 лет.

Передача нереверсивная, нагрузка постоянная, производство крупносерийное.

### 4.3.1. Выбор материалов червяка и червячного колеса

Для изготовления червяка принимаем сталь 18ХГТ цементированную и закаленную до твердости 56-63 HRC с последующим шлифованием и полированием витков.

Ожидаемое значение скорости скольжения

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 2910 \sqrt[3]{342} = 9,16 \text{ м/с.}$$

Для венца червячного колеса при  $v_s > 5$  м/с выбираем оловянную бронзу Бр О1О1Ф1, отливка в кокиль, с механическими характеристиками  $\sigma_B = 250$  МПа,  $\sigma_T = 195$  МПа (см. табл. 2).

### 4.3.2. Определение допускаемых контактных напряжений для червячного колеса

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} C_v Z_N, \text{ МПа,}$$

где  $\sigma_{Hlim}$  – предел контактной выносливости зубьев колеса при базовом числе циклов нагружения (см. табл. 3)

$$\sigma_{Hlim} = 0,9\sigma_B = 0,9 \cdot 250 = 225 \text{ МПа;}$$

$C_v$  – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала колеса,  $C_v = 0,8$  ;

$Z_N$  – коэффициент долговечности.

Расчетное число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи при постоянном режиме нагружения

$$N_k = 60 n_2 L_h,$$

где  $n_2$  – частота вращения колеса,  $n_2 = 232,8 \text{ мин}^{-1}$ ;

$L_h$  – срок службы передачи

$$L_h = 2920 L K_r K_c, \text{ ч,}$$

где  $L$  – число лет работы передачи,  $L = 6$  лет;

$K_r$  – коэффициент годового использования передачи,  $K_r = 0,85$ ;

$K_c$  – число смен работы передачи в сутки,  $K_c = 3$ .

$$L_h = 2920 \cdot 6 \cdot 0,85 \cdot 3 = 44676 \text{ ч.}$$

Расчетное число циклов нагружения

$$N_k = 60 \cdot 232,8 \cdot 44676 = 62,4 \cdot 10^7.$$

При  $N_k \geq 25 \cdot 10^7$  принимаем коэффициент долговечности  $Z_N = 0,67$ .

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = 225 \cdot 0,8 \cdot 0,67 = 120,6 \text{ МПа.}$$

### 4.3.3. Определение допускаемых напряжений изгиба для червячного колеса

$$[\sigma_F] = \sigma_{\text{Flim}} Y_N, \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{\text{Flim}}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов нагружения (см. табл. 3)

$$\sigma_{\text{Flim}} = 0,08 \sigma_B + 0,25 \sigma_T = 0,08 \cdot 250 + 0,25 \cdot 195 = 68,75 \text{ МПа};$$

$Y_N$  – коэффициент долговечности.

Так как  $N_k \geq 25 \cdot 10^7$ , то принимаем  $N_k = 25 \cdot 10^7$  и  $Y_N = 0,54$ .

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = 68,75 \cdot 0,54 = 37,12 \text{ МПа}.$$

### 4.3.4. Определение межосевого расстояния

$$a_w \geq K_a \sqrt[3]{T_2 K / [\sigma_H]^2}, \text{ мм},$$

где  $K_a = 530$  – для передачи с вогнутым профилем витков червяка ZT;

$T_2$  – вращающий момент на червячном колесе,  $T_2 = 342 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;

$K$  – коэффициент нагрузки. При  $v_s > 3 \text{ м/с}$  предварительно принимаем  $K = 1,2$ .

$$a_w \geq 530 \sqrt[3]{342 \cdot 1,2 / 120,6^2} = 161,3 \text{ мм}.$$

Из ряда стандартных межосевых расстояний по ГОСТ 2144-93 (с.9) принимаем  $a_w = 160 \text{ мм}$ .

### 4.3.5. Выбор числа витков червяка и определение числа зубьев червячного колеса

Число витков червяка  $z_1 = 4$  (см. с. 9).

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u = 4 \cdot 12,5 = 50$ .

### 4.3.6. Определение модуля передачи

$$m = (1,4 - 1,7) a_w / z_2 = (1,4 - 1,7) 160 / 50 = (4,48 - 5,44) \text{ мм}.$$

По ГОСТ 19672-74 принимаем  $m = 5 \text{ мм}$  (см. табл. 4).

### 4.3.7. Выбор коэффициента диаметра червяка

$$q = (2 a_w / m) - z_2 = (2 \cdot 160 / 5) - 50 = 14.$$

Минимально допустимое значение коэффициента диаметра червяка

$$q_{\text{min}} = 0,212 z_2 = 0,212 \cdot 50 = 10,6.$$



Принимаем по ГОСТ 19672-74 стандартное значение коэффициента  $q = 12,5$  (см. табл. 4).

#### 4.3.8. Определение коэффициента смещения червяка

$$x = (a_w / m) - 0,5(z_2 + q) = (160/5) - 0,5(50 + 12,5) = 0,75.$$

Коэффициент смещения червяка находится в допустимых пределах, так как для передачи с червяком  $ZT \quad 0,5 \leq x \leq 1,5$  (см. с. 10).

Фактическое межосевое расстояние

$$a_w = 0,5 m (q + z_2 + 2x) = 0,5 \cdot 5 [12,5 + 50 + 2 \cdot 0,75] = 160 \text{ мм.}$$

#### 4.3.9. Уточнение передаточного числа

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 50 / 4 = 12,5 .$$

Отклонение от заданного передаточного числа  $\Delta u = 0$ .

#### 4.3.10. Определение углов подъема витка червяка

Делительный угол подъема

$$\gamma = \arctg (z_1/q) = \arctg (4/12,5) = 17,745^\circ = 17^\circ 44'.$$

Начальный угол подъема

$$\gamma_w = \arctg [z_1/(q + 2x)] = \arctg [2/(12,5 + 2 \cdot 0,75)] = 15,945^\circ = 15^\circ 56'.$$

#### 4.3.11. Уточнение скорости скольжения и допускаемых контактных напряжений

Скорость скольжения в зацеплении

$$v_s = \frac{\pi m (q + 2x) n_1}{60000 \cos \gamma_w} = \frac{\pi \cdot 5 \cdot (12,5 + 2 \cdot 0,75) \cdot 2910}{60000 \cdot \cos 15,945^\circ} \approx 11 \text{ м/с.}$$

Фактические допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_{HP}] = \sigma_{Hlim} C_v Z_N, \text{ МПа,}$$

где  $C_v = 0,8$  при  $v_s > 8$  м/с;  $Z_N = 0,67$ .

$$[\sigma_{HP}] = 225 \cdot 0,8 \cdot 0,67 = 120,6 \text{ МПа.}$$

#### 4.3.12. Проверочный расчет передачи на контактную прочность

$$\sigma_H = Z_0 \sqrt{F_{t2} K / (d_2 d_{w1})} \leq [\sigma_{HP}], \text{ МПа,}$$

где  $Z_0 = 275 \text{ МПа}^{1/2}$  – для передач с червяком  $ZT$ ;

$K$  – коэффициент нагрузки;

$d_2$  – делительный диаметр колеса

$$d_2 = m z_2 = 5 \cdot 50 = 250 \text{ мм};$$

$F_{t2}$  – окружная сила на колесе

$$F_{t2} = 2000 T_2 / d_2 = 2000 \cdot 342 / 250 = 2736 \text{ Н};$$

$d_{w1}$  – начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = m (q + 2x) = 5 (12,5 + 2 \cdot 0,75) = 70 \text{ мм}.$$

Коэффициент нагрузки  $K = K_\beta K_v$ ,

где  $K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба колеса.

При постоянной нагрузке  $K_\beta = 1,0$ ;

$K_v$  – коэффициент динамической нагрузки.

При скорости скольжения  $v_s = 11$  м/с принимаем 6-ю степень точности передачи (см. табл. 5) и принимаем  $K_v = 1,1$  (см. табл. 6).

$$K = 1,0 \cdot 1,1 = 1,1 .$$

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 275 \sqrt{1,1 \cdot 2736 / (250 \cdot 70)} = 114 \text{ МПа}.$$

Отклонение расчетного напряжения от допускаемых контактных напряжений

$$\Delta\sigma_H = (114 - 120,6)100 / 120,6 = -5,47 \text{ \%} .$$

Недогрузка передачи составляет 5,47 % , что допустимо.

### 4.3.13. Определение основных размеров червяка и червячного колеса

Размеры червяка:

делительный диаметр

$$d_1 = m q = 5 \cdot 12,5 = 62,5 \text{ мм};$$

диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 m = 62,5 + 2 \cdot 5 = 72,5 \text{ мм};$$

диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 m = 62,5 - 2,4 \cdot 5 = 50,5 \text{ мм};$$

Размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр

$$d_2 = m z_2 = 5 \cdot 50 = 250 \text{ мм};$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 (1 + x)m = 250 + 2 (1 + 0,75) \cdot 5 = 267,5 \text{ мм};$$

диаметр впадин зубьев передачи с червяком ZT

$$d_{f2} = d_2 - 2(1,2 - x)m = 250 - 2(1,2 - 0,75) \cdot 5 = 245,5 \text{ мм};$$

наибольший диаметр колеса

$d_{ae2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 4) = 267,5 + 6 \cdot 5 / (4 + 4) = 271,25$  мм,  
принимаем  $d_{ae2} = 270$  мм.

Ширина венца колеса для передачи с червяком ZT

$b_2 = (0,7 - 0,1 \times) d_{a1} = (0,7 - 0,1 \cdot 0,75) 72,5 = 45,31$  мм,  
принимаем  $b_2 = 45$  мм.

Длина нарезанной части червяка

$$b_1 = 2\sqrt{(0,5d_{ae2})^2 - (a_w - 0,5d_{a1})^2} + 0,5\pi \cdot m =$$
$$= 2\sqrt{(0,5 \cdot 270)^2 - (160 - 0,5 \cdot 72,5)^2} + 0,5\pi \cdot 5 = 115,76 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_1 = 116$  мм.

#### 4.3.14. Проверочный расчет зубьев колеса на выносливость при изгибе

$$\sigma_F = \frac{0,7 F_{t2} K}{b_2 m \cos \gamma_w} Y_{F2} \leq [\sigma_F], \text{ МПа,}$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе,  $F_{t2} = 2736$  Н;

$K$  – коэффициент нагрузки,  $K = 1,1$ ;

$b_2$  – ширина венца колеса,  $b_2 = 45$  мм;

$m$  – модуль передачи,  $m = 5$  мм;

$\gamma_w$  – начальный уровень подъема витка,  $\gamma_w = 15,945^\circ$ ;

$Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба колеса.

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w = 50 / \cos^3(15,945^\circ) \approx 56.$$

Тогда  $Y_{F2} = 1,72 - 0,0053 z_{v2} = 1,72 - 0,0053 \cdot 56 = 1,42$ .

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_F = \frac{0,7 \cdot 2736 \cdot 1,1}{45 \cdot 5 \cdot \cos 15,945^\circ} \cdot 1,42 = 13,8 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 37,12 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

#### 4.3.15. Определение КПД передачи

$$\eta = 0,96 \operatorname{tg} \gamma_w / \operatorname{tg} (\gamma_w + \rho),$$

где  $\rho$  – приведенный угол трения. При  $v_s = 11$  м/с для оловянной бронзы  $\rho = 0^\circ 51'$  (см. табл. 7).

$$\eta = 0,96 \operatorname{tg} 15^\circ 56' / \operatorname{tg} (15^\circ 56' + 0^\circ 51') = 0,91.$$

#### 4.3.16. Определение усилий в зацеплении

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000 T_2}{d_{w1} u_{\phi} \eta} = \frac{2000 \cdot 342}{70 \cdot 12,5 \cdot 0,91} = 859 \text{ Н.}$$

Осевая сила на червяке, равная окружной силе на колесе

$$F_{a1} = F_{t2} = 2000 T_2 / d_2 = 2000 \cdot 342 / 250 = 2736 \text{ Н.}$$

Радиальные силы на червяке и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma_w = 2736 \cdot \operatorname{tg} 22^\circ / \cos 15,945^\circ \approx 1150 \text{ Н,}$$

где  $\alpha = 22^\circ$  – угол профиля витка червяка ZT.

#### 4.3.17. Тепловой расчет червячного редуктора

Температура нагрева масла при работе редуктора

$$t_M = t_0 + (1 - \eta) P_1 / [K_T A (1 + \psi)] \leq [t_M], \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $t_0$  – температура окружающего воздуха,  $t_0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

$\eta$  – КПД передачи редуктора,  $\eta = 0,91$ ;

$P_1$  – мощность на ведущем валу

$$P_1 = 0,1 T_2 n_2 / \eta = 0,1 \cdot 342 \cdot 232,8 / 0,91 = 8749,2 \text{ Вт;}$$

$K_T$  – коэффициент теплопередачи. При естественном охлаждении корпуса  $K_T = 16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$\psi$  – коэффициент, учитывающий отвод теплоты через днище корпуса. При установке редуктора на сварной раме  $\psi = 0,3$ ;

$A$  – площадь поверхности охлаждения редуктора

$$A \approx 12,2 a_w^{1,17} = 12,2 \cdot 0,160^{1,17} = 0,53 \text{ м}^2;$$

$[t_M]$  – максимальная допустимая температура нагрева масла,

$[t_M] = 80 - 95 \text{ } ^\circ\text{C}$  – для обычных редукторных масел.

$$t_M = 20 + (1 - 0,91) \cdot 8749,2 / [16 \cdot 0,53(1 + 0,3)] = 91,4 \text{ } ^\circ\text{C} < [t_M] = 95 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для вузов. – 12-е изд., стер. – М.: Академия, 2009. – 496 с.
2. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: учебник для машиностроительных спец. вузов. – 12-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
3. Решетов Д.Н. Детали машин: учебник для вузов.- М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
4. Детали машин: учебник для студентов вузов / под ред.О.А. Ряховского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 520 с.
5. ГОСТ 19650 – 97. Межгосударственный стандарт. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрических параметров.

## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
1. Основные геометрические параметры цилиндрических червячных передач.....	4
2. Расчет червячных передач .....	6
2.1. Выбор материалов червяка и червячного колеса .....	—
2.2. Определение допускаемых контактных напряжений для червячного колеса .....	7
2.3. Определение допускаемых напряжений изгиба для червячного колеса.....	8
2.4. Определение межосевого расстояния .....	9
2.5. Выбор числа витков червяка и определение числа зубьев червячного колеса.....	—
2.6. Определение модуля передачи .....	10
2.7. Выбор коэффициента диаметра червяка .....	—
2.8. Определение коэффициента смещения червяка.....	—
2.9. Уточнение передаточного числа.....	11
2.10. Определение углов подъема витка червяка .....	—
2.11. Уточнение скорости скольжения и допускаемых контактных напряжений .....	—
2.12. Проверочный расчет передачи на контактную прочность .....	12
2.13. Определение основных размеров червяка и червячного колеса.....	13
2.14. Проверочный расчет зубьев колеса на выносливость при изгибе.....	14
2.15. Определение КПД передачи .....	15
2.16. Определение усилий в зацеплении.....	—
3. Тепловой расчет червячного редуктора. Смазывание червячных передач .....	16
4. Примеры расчета червячных передач .....	18
4.1. Расчет быстроходной червячной передачи редуктора .....	—
4.2. Расчет тихоходной червячной передачи редуктора .....	24
4.3. Расчет червячной передачи редуктора с червяком ZT .....	29
Библиографический список .....	36



Михаил Викторович А в в а к у м о в  
Александр Борисович К о н о в а л о в

## РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания

Редактор и корректор Н.П. Новикова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Компьютерный набор В.А Романов

Темплан 2012 г., поз.36

---

Подп. к печати 22.05.12 . Формат 60x84/16. Бумага тип. № 1.

Печать офсетная. Печ. л., 2,5; уч.-изд. л. 2,5.

Тираж 100 экз. Изд. № 36. Цена "С" . Заказ №

---

Ризограф Санкт-Петербургского государственного техноло-  
гического университета растительных полимеров,  
198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.