

0245
6-247
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э. Баумана

Л.Д. ЧАСОВНИКОВ

Утверждены
редсоветом МВТУ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО РАСЧЕТУ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Под редакцией А.В. Буланже

Москва

ВЫДАЧА	
Б.п.	24. 1979
ДОН	

Данные методические указания издаются в соответствии с учебным планом.

Рассмотрены и одобрены кафедрой "Детали машин" 25.12.78 г., Методической комиссией факультета ОТ и Учебно-методическим управлением.

Рецензент д.т.н., проф. МАМИ Пронин Б.А.

Лев Дмитриевич Часовников

Методические указания по расчету червячной передачи

Редактор В.Т. Карасева

Корректор Л.И. Малютина

Заказ 905 Объем 2,25 л. (2,1 уч.-изд. л.) Тираж 4000 экз.
Бесплатно Подписано к печати 10.07.79 г. План 1979 г., № 88

Ротапринт МВТУ. 107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманск. л. 5.

Методические указания по расчету червячной передачи являются дополнением к методическому пособию по расчету зубчатых передач, изданному в 1978 г. кафедрой деталей машин (А.В. Буланже, Н.В. Палочкина, Л.Д. Часовников. Методика расчета зубчатых передач, изд. МВТУ, 1978).

Во избежание дублирования материала разделы, равно необходимые для расчета как зубчатых, так и червячных передач (например, разбивка передаточных чисел многоступенчатого привода, типовые режимы нагрузки и др.), содержатся только в методическом пособии по расчету зубчатых передач, на что в тексте приведенных ниже "Методических указаний" имеются соответствующие ссылки.

Данное пособие охватывает расчет на прочность и определение основных геометрических параметров ортогональных червячных передач червячных редукторов с цилиндрическими червяками архимедовыми (ZA), конволотными (ZN), эвольвентными (ZJ), неллинейчатыми, шлифуемыми конусными кругами (ZK).

Оно должно служить основным пособием студентам при выполнении ими заданий по разделу "Передачи" курса деталей машин и при курсовом проектировании, а также дополнительным пособием при выполнении контрольного задания по расчету передачи зацеплением для слушателей ФПКП специальности "Детали машин".

В расчетных зависимостях приняты следующие обозначения:

Индексы:

- $э$ - электродвигатель;
- $б$ - быстроходная передача;
- $п$ - промежуточная передача;
- $т$ - тихоходная передача;
- общ - общее;
- ред - редуктор;
- пер - передача.

Индексы "1" и "2" присваивают соответственно параметрам червяка и червячного колеса.

- P - мощность, кВт;
- T - крутящий момент (T_1 - на червяке, T_2 - на червячном колесе, T_{max} - максимальный, $T_{ном}$ - номинальный на валу электродвигателя, $T_{пик}$ - пиковый), Н·м;

F_z - окружная сила, Н;
 F_r - радиальная сила, Н;
 F_a - осевая сила, Н;
 n - частота вращения, об/мин;
 v - окружная скорость, м/с;
 $v_{ск}$ - скорость скольжения, м/с;
 u - передаточное число;
 σ_T - предел текучести материала, МПа;
 σ_b - предел прочности материала на растяжение, МПа;
 σ_{bH} - предел прочности материала на изгиб, МПа;
 $[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$ - расчетное и допускаемое контактные напряжения на рабочих поверхностях витков червяка и зубьев червячного колеса, МПа;
 σ_F и $[\sigma]_F$ - расчетное и допускаемое напряжение изгиба в зубьях червячного колеса, МПа;
 σ_F^0 - длительный предел изгибной выносливости материала зубьев червячного колеса, МПа;
 $[\sigma]_H^0$ - исходное допускаемое напряжение для расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса, МПа;
 S_H и S_F - коэффициенты безопасности при расчете рабочих поверхностей зубьев и расчете зубьев червячного колеса;
 a_w - межосевое расстояние, мм;
 Z_1 и Z_2 - число заходов червяка и зубьев червячного колеса;
 m - модуль, мм;
 d_1 и d_2 - делительные диаметры червяка и червячного колеса, мм;
 d_{w1} - начальный диаметр червяка, мм;
 d_{a1} и d_{f1} - диаметры вершин витков червяка и зубьев червячного колеса, мм;
 d_{f1} и d_{f2} - диаметры впадин витков червяка и зубьев червячного колеса, мм;
 d_{am2} - наибольший диаметр червячного колеса, мм;
 b_1 - длина нарезанной части червяка, мм;
 b_2 - ширина венца червячного колеса, мм;
 γ и γ_w - делительный и начальный углы подъема витка червяка, град;
 φ - коэффициент диаметра червяка;
 x - коэффициент смещения;
 α - угол профиля в осевом сечении витка червяка, град;
 A - площадь, м².

Размерность входящих в формулы величин в тексте оговаривается только в тех случаях, когда она не соответствует принятой выше.

Пособие содержит два вида расчета червячной передачи:

А. Проектный расчет новой передачи.

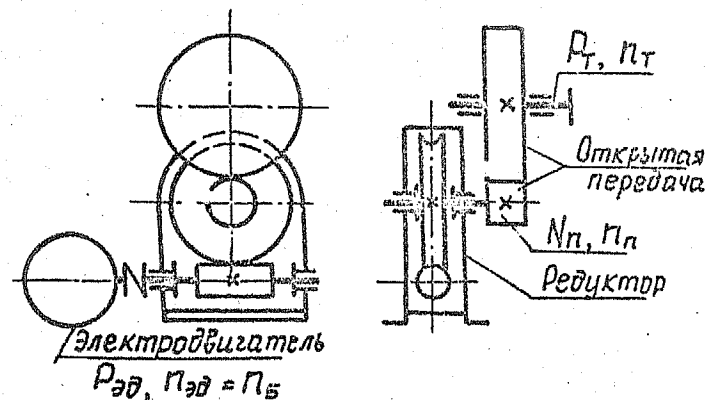
Б. Проверочный расчет заданной передачи - определение ее несущей способности.

Ниже приведены содержание исходных данных по каждому виду расчета передачи и объем работы для выполнения задания по разделу "Передачи" курса "Детали машин". Исходные данные для расчета передачи при курсовом проектировании по деталям машин обычно ограничивают схемой передачи и режимом ее работы. Предполагается, что прочие недостающие для расчета данные студент устанавливает по своему усмотрению и затем согласует с консультантом. Содержание и объем расчета передачи при курсовом проектировании остается таким же, как и при выполнении задания по разделу "Передачи".

А. Проектный расчет червячной передачи

Исходные данные:

1. Схема привода (рис. В.1).



$$u_{обш} = \frac{n_{эд}}{n_T} = \frac{n_5}{n_T}$$

$$u_{обш} = u_{ред} \cdot u_{пер}$$

Рис. В.1. Схема привода с червячным редуктором

2. Мощность P_T .
 3. Частота вращения n_T .
 4. Режим работы привода.
 5. Степень точности червячной передачи по СТ СЭВ 311-76.
- Содержание расчета:

1. Подобрать электродвигатель для привода (см. [1], раздел 1).

... Для многоступенчатых приводов установить общее передаточное число $U_{общ}$ привода и произвести разбивку его между ступенями (см. [1], раздел 2).

3. Определить номинальный крутящий момент T_2 на валу червячного колеса.

4. Определить частоту вращения валов червяка n_1 и червячного колеса n_2 .

5. Рассчитать червячную передачу привода. Для расчета:

а) установить механические свойства σ_B, σ_T, HB или HRC для выбранных (или заданных) материалов червяка и червячного колеса и термообработку червяка; определить допускаемые напряжения (см. разделы 1 и 2);

б) определить основные параметры передачи (см. раздел 3);

в) произвести расчет червячной передачи на нагрев, приняв, что редуктор установлен на металлической плите или раме (см. раздел 3);

г) вычертить схему рассчитанной передачи в двух проекциях с соблюдением масштаба;

д) определить силы, действующие в зацеплении, и показать их на схеме передачи.

Б. Проверочный расчет червячной передачи

Исходные данные для расчета:

1. Схема передачи.
2. Основные параметры передачи:

a_w	z_1	z_2	m	q
-------	-------	-------	-----	-----

3. Режим работы (см. раздел 2.1).

4. Степень точности передачи по СТ СЭВ 311-76.

5. Материалы червяка и червячного колеса.

Содержание расчета:

1. Установить механические свойства σ_B, σ_T, HB или HRC для материалов червяка и червячного колеса и определить допускаемые напряжения (см. разделы 1 и 2).

2. Определить допустимый крутящий момент на валу червячного колеса из расчета передачи (см. раздел 3):

а) на прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса;

б) на выносливость зубьев по изгибу;

в) на нагрев.

3. Вычертить схему передачи в двух проекциях с соблюдением масштаба.

4. Определить силы, действующие в зацеплении, и показать их на схеме передачи (см. раздел 3.8).

1. Материалы для червячной передачи

Червяки. Для изготовления червяков применяют углеродистые и легированные стали (см. [1]; табл. 3.1). Выбор марки стали зависит от назначаемой термической обработки червяка и его габаритных размеров. Нелинейчатые и эвольвентные червяки обычно изготавливают с твердыми ($\geq HRC 45$) цементированными или закаленными по поверхности шлифованными и полированными витками. Высокая твердость и гладкость рабочих поверхностей витков обеспечивает наибольшую стойкость зубьев червячных колес в отношении износа и усталостного выкрашивания.

Архимедовы и конволотные червяки, рабочие поверхности витков которых обычно не шлифуют^{*)}, изготавливают из относительно мягких ($\leq HB 350$) сталей, подвергнутых термическому улучшению. Такие червяки из-за повышенных потерь на трение и пониженной несущей способности передачи не рекомендуются применять при мощности передачи свыше 0,75...1 кВт.

Червячные колеса. Материалы, применяемые для червячных колес (см. табл. 1.1), по убыванию их антизадириных и антифрикционных свойств можно условно свести в следующие три группы:

Группа 1. Бронзы высокооловянистые (10...12% Sn) с присадками фосфора и никеля, бронзы малооловянистые (3...6% Sn), с присадками свинца и шинка, бронзы сурьмяно-

^{*)} Боковые поверхности витков архимедовых и конволотных червяков могут быть шлифованы лишь специально профилированным по кривой шлифовальным кругом, что рентабельно только в массовом производстве.

никелевые. Отличительная черта этой группы материалов - высокая прочность ($\sigma_b < 300$ МПа).

Таблица 1.1

Материалы для червячных колес

Группа	Наименование материала	Способ отливки *)	Механические свойства, МПа				Рекомендуемый предел скорости скольжения $v_{ск}$, м/с
			σ_b	σ_T	$\sigma_{вн}$	E	
1	2	3	4	5	6	7	8
I	Бр.ОФ10-1	З М	230 250	140 200	- -	$0,75 \cdot 10^5$	≤ 25
	Бр.ОНФ10 1-1	Ц	290	170	-	$1 \cdot 10^5$	≤ 35
	Бр.ЦС6-6-3	З М	180 200			$0,75 \cdot 10^5$	≤ 12
	Бр.ОЦС5-5-5	Ц	220				≤ 25
	Бр.СуН7-2		180				
II	Бр.АЖ9-4	З М Ц	400 500 500				
	Бр.АЖН10-4-4	М Ц	600 600	200	-	$1 \cdot 10^5$	≤ 5
	Бр.АЖМц10-3-1,5	М	500				
	ЛАЖМц66-6-3-2	З М Ц	600 650 700	240	-	$1 \cdot 10^5$	≤ 5
	ЛМцС58-2-2	З	340	140			
	ЛМцОС58-2-2	З	500	580	-	$1 \cdot 10^5$	≤ 5

*) З - в землю, М - в металлическую форму, Ц - центробежный.

Продолжение табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
III	СЧ12-28		-	-	280		≤ 3
	СЧ15-32	3	-	-	320	$1 \cdot 10^5$	≤ 3
	СЧ18-36		-	-	360		≤ 2

Группа II. Бронзы безоловянистые и латуни используются как заменители оловянистой бронзы при $v_{ск}$ до 3...5 м/с. При $v_{ск} > 5$ м/с применение безоловянистых бронз и латуни становится неэффективным из-за необходимости значительного снижения допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_H$ с целью предупреждения ускоренного износа зубьев червячного колеса или даже задира рабочих поверхностей зубьев. Механическая прочность безоловянистых бронз и латуней значительно выше, чем у оловянистых бронз ($\sigma_b \approx 350 \dots 700$ МПа). С повышением механической прочности антизадиры и антифрикционные свойства материалов этой группы ухудшаются.

Группа III. Мягкие серые чугуны с твердостью HB 120...150. Их применяют в механических приводах при $v_{ск} \leq 2 \dots 3$ м/с и в ручных приводах.

2. Определение допускаемых напряжений

В червячной паре менее прочным элементом является изготовленное из бронзы или чугуна червячное колесо, размеры которого устанавливают при расчете его зубьев на прочность рабочих поверхностей и на изгибную выносливость. Прочность рабочих поверхностей зубьев определяет их контактную выносливость и износостойкость. Критерием этой прочности является контактное напряжение, значение которого не должно превышать допустимого, определенного опытным путем. Витки червяка, изготовленного из стали, значительно прочнее бронзовых или чугунных зубьев червячного колеса, в связи с чем витки червяка на прочность не рассчитывают.

2.1. Режим работы передачи *)

На рис. 2.1 дан пример графика работы червячной передачи в виде гистограммы, где крутящие моменты расположены в убывающем порядке. Здесь $T_{2пик}, T_1 \dots T_{2i}$ - крутящие моменты на валу червячного колеса, $t_{2пик}, t_1 \dots t_{2i}$ - время их

*) Более подробно о режиме работы передачи см [1].

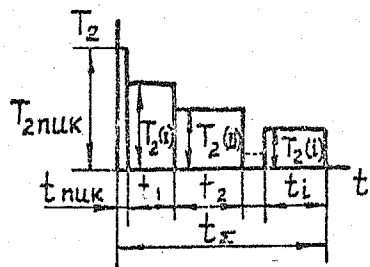


Рис. 2.1. Пример графика нагружения червячно-передачи

По оси ординат отложено отношение крутящих моментов T_{2i} к максимальному длительному моменту T_{2max} — наибольшему из моментов в спектре нагрузки, суммарное число циклов действия которого $N \geq 5 \cdot 10^4$.

Для расчета червячной передачи привода конкретной машины в задании указывается либо график работы передачи, либо номер типового режима и величина крутящего момента T_{2max} на валу червячного колеса, в дальнейшем принимаемого за номинальный крутящий момент T_2 , по которому производят расчет передачи.

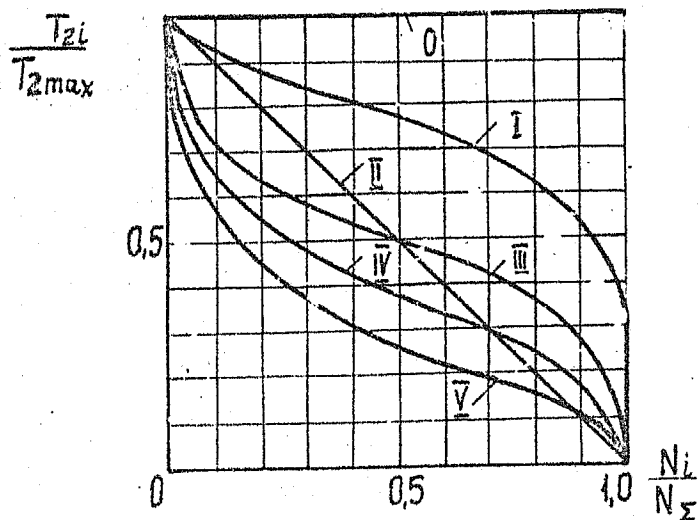


Рис. 2.2. Графики типовых режимов нагружения

действия и $n_{2пик}, n_{21}, \dots, n_{2i}$ — соответствующие им частоты вращения.

Большинство режимов работы современных машин укладывается в шесть типовых режимов нагружения, представленных на графике рис. 2.2 в безразмерных координатах. По оси абсцисс графика отложено отношение числа циклов N_i работы передачи с крутящим моментом T_{2i} к суммарному числу циклов перемены нагрузок N_{Σ} за все время ра-

боты. Если задан электродвигатель, а режим работы не установлен (привод выпускают на рынок без указания конкретного потребителя), то надо считаться с тем, что потребитель может загрузить передачу на полную мощность электродвигателя. Поэтому расчет такой передачи следует вести исходя из номинального крутящего момента электродвигателя

$$T_2 = T_{29} \cdot \eta \cdot \psi,$$

где $T_{29} = 9550 (P_{29}/n_{29})$ — номинальный крутящий момент, развиваемый электродвигателем;

η и ψ — коэффициент полезного действия и передаточное число ступеней, через которые передается движение от вала электродвигателя к валу червячного колеса рассчитываемой червячной пары.

При наличии в спектре нагрузки передачи кратковременных пиковых крутящих моментов $T_{пик} > T_2$ необходима дополнительная проверка передачи на прочность по этому моменту. В пособии принято, что при расчете передачи, работающей по типовому режиму нагружения с приводом от асинхронного электродвигателя, кратковременным пиковым крутящим моментом является приведенный к валу червячного колеса максимальный крутящий момент, который развивает электродвигатель при пуске установки,

$$T_{2пик} = T_{29max} \cdot \eta \cdot \psi,$$

где $T_{29max} = 9550 \frac{P_{29}}{n_{29}} \left(\frac{T_{max}}{T_{ном}} \right)$ — пиковый крутящий момент, развиваемый электродвигателем при пуске; значение отношения $(T_{max}/T_{ном})$ берут из справочников по электродвигателям.

Величины η и ψ те же, что и в формуле для определения T_2 . Момент T_{29max} полностью реализуется в передаче при пуске и в том случае, когда мощность заданного электродвигателя превышает требуемую. При этом избыток мощности вызовет уменьшение времени разгона вращающихся и поступательно движущихся масс привода до их рабочей скорости.

2.2. Суммарное время (ресурс) работы передачи

$$t_{\Sigma} = L_r \cdot 365 K_{год} 24 K_{сут} \psi,$$

где L_r — срок службы передачи, годы;

$K_{год}$ — коэффициент использования передачи в течение года;

$K_{сут}$ — коэффициент использования передачи в течение суток.

2.3. Число циклов перемен напряжений для червячного колеса

Если ресурс передачи в задании не указан, то следует принять $t_z = 20000$ ч.

2.3.1. Суммарное число циклов перемен напряжений в зубе червячного колеса

$$N_z = 60 t_z n_2.$$

2.3.2. Условные базовые числа циклов перемены напряжений, которым соответствуют исходное допускаемое напряжение $[\sigma]_H^0$ для расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев и предел изгибной выносливости σ_F^0 материала червячного колеса, приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Условные базовые числа циклов перемены напряжений N_{H0} и N_{F0}

Группа материала	N_{H0} - для расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса	N_{F0} - для расчета зубьев червячного колеса на изгибную выносливость
1	10^7	10^6
II	-	
III	-	

2.3.3. Эквивалентное число циклов перемены напряжений...

Для расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса

$$N_{HE} = K_{HE} N_z.$$

Для расчета зубьев на изгибную выносливость

$$N_{FE} = K_{FE} N_z,$$

где K_{HE} и K_{FE} - коэффициенты приведения, с помощью которых суммарное число циклов перемены напряжений заменяют эквивалентным, соответствующим постоянной нагрузке, эквивалентной по усталостному воздействию действительной нагрузке на передачу.

В тех случаях, когда заданный график нагрузки передачи не соответствует ни одному из типовых режимов работы (см. график рис. 2.2), коэффициенты K_{HE} и K_{FE} определяют по зависимостям:

$$K_{HE} = \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^9 \cdot \frac{t_i}{t_z} \cdot \frac{n_{2i}}{n_2};$$

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^9 \cdot \frac{t_i}{t_z} \cdot \frac{n_{2i}}{n_2},$$

где T_{2i} , t_i и n_{2i} - крутящие моменты на валу червячного колеса, соответствующие им времена действия и частоты вращения;

T_2 и n_2 - номинальный крутящий момент и соответствующая ему частота вращения.

Для типовых режимов работы при частотах вращения валов, не изменяющихся с изменением нагрузки, т.е. при $\frac{n_{2i}}{n_2} = 1$, значения K_{HE} и K_{FE} , а также значения показателя степени уравнения кривой выносливости приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Коэффициенты приведения K_{HE} и K_{FE}

Расчет зубьев червячного колеса	Группа материала	m	$\frac{m}{2}$	K_E	Режим работы					
					0	1	II	III	IV	V
На прочность рабочих поверхностей	1	8	4	K_{HE}	1,0	0,416	0,2	0,171	0,081	0,034
На изгибную выносливость	1, II и III	9	-	K_{FE}	1,0	0,2	0,1	0,04	0,016	0,004

2.4. Допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения для расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса и на изгибную выносливость зубьев определяют по зависимостям табл. 2.3.

Таблица 2.3
Допускаемые напряжения $[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$

Группа мате- риала	Для расчета зубьев	
	на прочность рабочих поверхностей	на изгибную выносливость
I	$[\sigma]_H = C_V [\sigma]_H^0 \sqrt{\frac{10^7}{N_{HE}}} \leq [\sigma]_{Hmax}$	$[\sigma]_F = \frac{\sigma_F^0}{S_F} \sqrt{\frac{10^6}{N_{FE}}} \leq [\sigma]_{Fmax}$
II	$[\sigma]_H = [\sigma]_H^0 - 25 v_{CK}$	
III	$[\sigma]_H = [\sigma]_H^0 - 35 v_{CK}$	

$[\sigma]_H^0$ – исходное допускаемое напряжение для расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса (см. табл. 2.4);

σ_F^0 и S_F – предел изгибной выносливости материала червячного колеса и коэффициент безопасности (см. табл. 2.4);

$[\sigma]_{Hmax}$ и $[\sigma]_{Fmax}$ – предельное допускаемое напряжение для расчета рабочих поверхностей зубьев и предельное напряжение изгиба для расчета зубьев червячного колеса на кратковременную пиковую нагрузку (см. табл. 2.5);

C_V – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала I группы (см. график рис. 2.3).

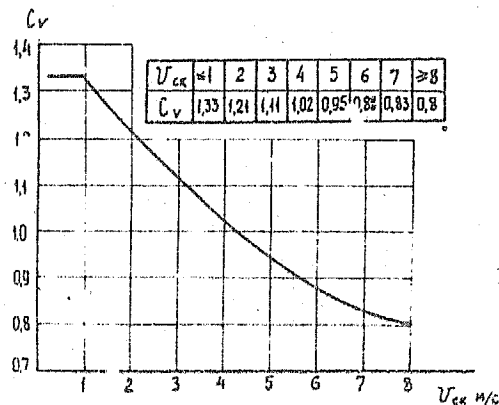


Рис. 2.3. Коэффициент C_V , учитывающий интенсивность износа материала I группы

Примечание. При проектном расчете ожидаемое значение скорости скольжения для передач с червячными колесами из материалов I и II групп определяют по зависимости

$$v_{CK} \approx \frac{4,5 \cdot n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}$$

Таблица 2.4

Исходное допускаемое напряжение $[\sigma]_H^0$ для расчета зубьев червячного колеса на прочность рабочих поверхностей, предел изгибной выносливости материала зубьев σ_F^0 и коэффициент безопасности S_F

Группа мате- риала	Для расчета		S_F
	на прочность рабочих поверхностей	на изгибную выносливость	
I	$[\sigma]_H^0 = (0,75 \dots 0,9) \sigma_{\sigma}$	$\sigma_F^0 = 0,44 \sigma_{\sigma} + 0,14 \sigma_{\sigma}$	1,75
II	$[\sigma]_H^0 = 300 \dots 250$		
III	$[\sigma]_H^0 = 175$	$\sigma_F^0 = 0,43 \sigma_{\sigma}$	2

Примечания: 1. Большие значения $[\sigma]_H^0$ – для случая применения червяков с твердыми ($H \geq HRC 45$) шлифованными и полированными витками; меньшие значения $[\sigma]_H^0$ – в остальных случаях.

2. Для передач с расположением червяка вне масляной ванны значение $[\sigma]_H^0$ следует уменьшить на 15%.

2.5. Предельные допускаемые напряжения для проверки прочности передачи при действии максимальной нагрузки

Предельные допускаемые напряжения $[\sigma]_{Hmax}$ и $[\sigma]_{Fmax}$ (см. табл. 2.5) определяют при наличии в спектре нагрузки передачи кратковременных пиковых крутящих моментов $T_{2пик}$, больших номинального крутящего момента T_2 (см. выше), а также в случае, когда срок службы рассчитываемой передачи очень мал, вследствие чего могут иметь место неравенства

$$[\sigma]_H > [\sigma]_{Hmax} \text{ и } [\sigma]_F > [\sigma]_{Fmax} \text{ (см. табл. 2.3).}$$

Значение $[\sigma]_{Hmax}$ в табл. 2.5 вычислено из условия предупреждения пластической деформации и заедания на рабочих поверхностях зубьев червячного колеса и значение $[\sigma]_{Fmax}$ – из условия предупреждения пластической деформации тела зуба или его поломки.

Таблица 2.5

Предельное допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_{H \max}$
и предельное напряжение изгиба $[\sigma]_{F \max}$

Группа материала	$[\sigma]_{H \max}$	$[\sigma]_{F \max}$
1	$4\sigma_T$	$0,8\sigma_T$
II	$2\sigma_T$	
III	$1,65\sigma_{\text{вн}}$	$0,75\sigma_{\text{вн}}$

3. Проектный расчет червячной передачи

Основные размеры передачи определяют из расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса.

Исходные данные и содержание расчета передачи – см. "Введение", раздел А "Проектный расчет червячной передачи".

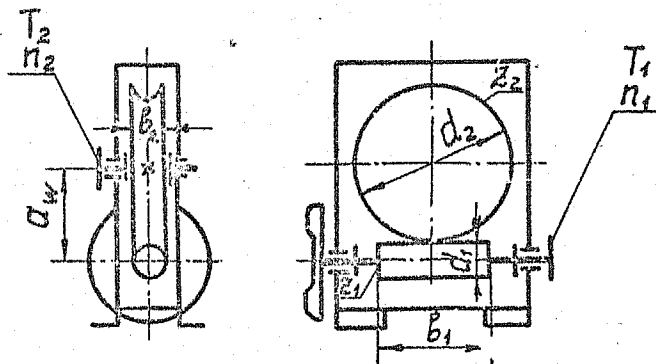


Рис. 3.1.
Схема чер-
вячного ре-
дуктора с
вентилято-
ром

3.1. Выбор электродвигателя и кинематических параметров пере- дачи

3.1.1. Мощность на валу червячного колеса

$$P_2 = \frac{T_2 n_2}{9550},$$

где T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса;

3.1.2. Ориентировочное значение КПД редуктора*

$$\eta \approx 0,95 \left(1 - \frac{u'}{200}\right).$$

* Формула действительна для передач с $u' = \frac{n_1}{n_2} \leq 30$.

3.1.3. Выбор электродвигателя. Если не задана частота вращения электродвигателя, то из справочника выписывают синхронные частоты вращения n_c нескольких двигателей, затем определяют предварительные значения передаточных чисел и соответствующие им КПД передач.

n_c				
$u' = \frac{n_c}{n_2}$				
η'				

Если $n_1 \neq n_{3\partial}$, то для определения возможных передаточных чисел червячной пары исходя из n_c предварительно находят возможные частоты вращения n_1 червячного вала.

3.1.4. Мощность на валу червяка. Возможные двигатели.

$$P_1' = \frac{P_2}{\eta'}.$$

P_1'				
Типоразмер двигателя				
$P_{3\partial}$				
$n_{3\partial}$				

3.1.5. Варианты возможных передаточных чисел u' червячной пары, числа заходов червяка Z_1' и числа зубьев червячного колеса Z_2'

$u' = \frac{n_1}{n_2}$					
Z_1'	числа зубьев Z_2' червячного колеса				
1					
2					
4					

Величина Z_2' должна быть не меньше 26. Максимальное значение Z_2' не должно превышать 125.

Значение Z_1 для червячных редукторов рекомендуется принимать в зависимости от передаточного числа

u	8...14	Св. 14...30	Св. 30
Z_1	4	2	1

Одно из полученных сочетаний Z_1' и Z_2' принимают для дальнейших расчетов.

3.2. Выбор материалов для червяка и червячного колеса (см. раздел 1 "Выбор материала для червячной передачи")

Для червяков желательно выбирать стали, позволяющие получить после термообработки высокую ($H \geq HRC45$) твердость рабочих поверхностей витков.

Червячные колеса при скорости скольжения $v_{ск} > 5$ м/с рекомендуется изготавливать из материалов 1 группы. Применение материалов II группы при $v_{ск} > 5$ м/с и материалов III группы при $v_{ск} > 2$ м/с нежелательно, так как из-за малых значений $[\sigma]_H$ неоправданно увеличиваются размеры и вес проектируемой передачи.

3.3. Определение допускаемых напряжений $[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$ (см. раздел 2 "Определение допускаемых напряжений")

3.4. Ориентировочное значение коэффициента нагрузки

$$K' = K'_V K'_{\beta}$$

При переменной нагрузке для предварительных расчетов можно принимать скоростной коэффициент $K'_V = 1$ и коэффициент концентрации нагрузки $K'_{\beta} = 0,5(K_{\beta}^0 + 1)$.

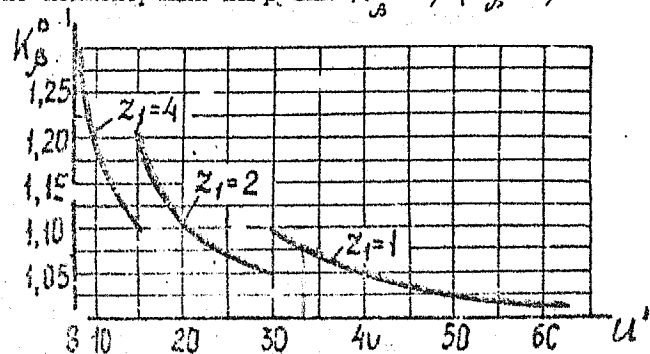


Рис. 3.2. Ориентировочное значение начального коэффициента нагрузки K_{β}^0

Значение начального коэффициента концентрации нагрузки K_{β}^0 дано на графике рис. 3.2. При постоянной нагрузке $K'_{\beta} = 1$.

3.5. Предварительное значение расчетных параметров червячной передачи

3.5.1. Передаточное число червячной пары

$$u' = \frac{Z_2'}{Z_1'}$$

3.5.2. Частота вращения червячного колеса

$$n_2' = \frac{n_1}{u'}$$

3.5.3. Межосевое расстояние

$$a_w' = 610 \sqrt[3]{\frac{T_2 K'}{[\sigma]_H^2}}$$

Для стандартного редуктора полученное значение a_w' округляют до ближайшей величины в табл. 3.1; для нестандартной червячной пары – до ближайшего значения из ряда R_{40} ГОСТ 6636-69.

Таблица 3.1

Межосевое расстояние a_w мм и передаточные числа u (из ГОСТ 2144-76)

a_w	40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 400; 450; 500
u	8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63

3.5.4. Осевой модуль

$$m' = (1,4 \dots 1,7) \frac{a_w'}{Z_1'}$$

3.5.5. Коэффициент диаметра червяка

$$q' = \frac{2a_w' - m'Z_2'}{m'}$$

3.5.6. Полученные значения m' и q' округляют до ближайших стандартных по табл. 3.2.

Таблица 3.2
Модули m и коэффициенты диаметра червяка q
(из ГОСТ 19672-74)

m	q	m	q	m	q
1,6	10; 12,5 16; 20	3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	6,3; 8; 10; 12,5	8; 10; 12,5; 14; 16; 20
2	8				
2,5	8; 10; 12,5; 16; 20	4	8; 10; 12,5; 16; 20	16	8; 10; 12,5; 16
		5	8; 10; 12,5; 16; 20	20	8; 10

Примечание. Любому из приведенных сочетаний m и q соответствуют значения $Z_1 = 1, 2$ и 4 .

3.5.7. Коэффициент смещения

$$x' = \frac{1}{m'} [a_w' - 0,5m'(Z_2' + q')]$$

Если $x' < -1$ или $x' > 1$, то надо, варьируя значениями Z_2' и q' , повторить расчет до получения $-1 \leq x' \leq 1$.
При необходимости уменьшения q' следует учитывать, что минимально допустимое значение из условия жесткости вала червяка $q = 0,212 Z_2$, что соответствует $a_1 = 0,35 a_w$.
С уменьшением q' увеличивается угол подъема витков червяка λ' и, следовательно, КПД передачи.

3.5.8. Углы подъема витка червяка: делительный угол подъема витка

$$\lambda' = \arctg \frac{Z_1'}{q'}$$

начальный угол подъема витка

$$\lambda_w' = \arctg \frac{Z_1'}{q' + 2x'}$$

3.6. Уточнение расчетных параметров и размеров червячной передачи производят путем проверочного расчета ее на прочность

3.6.1. Коэффициент нагрузки

$$K = K_\beta \cdot K_v$$

3.6.2. Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{Z_1'}{\theta}\right)^3 (1 - X)$$

где θ — коэффициент деформаций червяка (см. табл. 3.3);

X — коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи на приработку зубьев червячного колеса и витков червяка

$$X = \frac{1}{T_2} \left(\frac{\sum T_{2i} t_i n_{2i}}{\sum t_i n_{2i}} \right)$$

Здесь T_2 — номинальный крутящий момент по валу червячного колеса; T_{2i}, t_i, n_{2i} — крутящие моменты в спектре нагрузки передачи, соответствующие им времена работы и частоты вращения.

Значения X для типовых режимов работы и случаев, когда частота вращения вала червячного колеса не меняется с изменением нагрузки, даны в табл. 3.4.

Таблица 3.3

Значения коэффициента диаметра червяка q , коэффициента деформации червяка θ и угла подъема λ' витка червяка по делительному цилиндру

Z_1		Коэффициент диаметра червяка q					
		8	10	12,5	14	16	20
1	λ'	7°7'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°52'
	θ	72	108	154	176	225	248
2	λ'	14°2'	11°19'	9°5'	9°28'	7°7'	5°43'
	θ	57	86	121	140	171	197
4	λ'	26°34'	21°48'	17°45'	15°57'	14°2'	11°19'
	θ	47	70	98	122	137	157

Таблица 3.4

Коэффициенты X для типовых режимов

№ режима	0	1	II	III	IV	V
X	1,0	0,77	0,5	0,5	0,38	0,31

При постоянной нагрузке $K_\beta = 1$ (режим № 0).

3.6.3. Скоростной коэффициент:

Окружная скорость червячного колеса

$$v_2' = \frac{\pi m' Z_2' n_2'}{60 \cdot 1000}$$

При $v_2' < 3$ м/с $K_v = 1$ независимо от степени точности передачи. При $v_2' > 3$ м/с значение K_v принимают равным K_{HV} для цилиндрических косозубых передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев $H \leq HB 350$ и той же степенью точности.

Примечание. Для червячных передач с $a_w \leq 200$ мм и $n_1 \leq 1500$ об/мин при любом значении u окружная скорость $v_2' < 3$ м/с и, следовательно, $K_v = 1$.

3.6.4. Допускаемое напряжение $[\sigma]_H$

Окружная скорость на начальном диаметре червяка

$$v_{w1}' = \frac{\pi m' (q' + 2x') n_1}{60 \cdot 1000}$$

Скорость скольжения в зацеплении

$$v_{ск} = \frac{v_{w1}'}{\cos \gamma_w'}$$

С учетом вновь полученного значения $v_{ск}'$ уточняют значение допускаемого напряжения $[\sigma]_H$ (см. раздел 2 "Допускаемые напряжения").

3.6.5. Расчетное напряжение σ_H

$$\sigma_H = \frac{5400(q' + 2x')}{Z_2'} \sqrt{\left[\frac{Z_2' + q' + 2x'}{a_w'(q' + 2x')} \right]^3 T_2 K} \leq [\sigma]_H$$

Если расчетное напряжение не превышает допускаемого более чем на 5%, то ранее принятые предварительные параметры передачи принимают за окончательные, т.е. $a_w' = a_w$; $m' = m$; $q' = q$ и т.д. Если расчетное напряжение меньше допускаемого на 20% и более, то надо проверить возможность уменьшения размеров передачи. Для этого следует повторить расчет, приняв меньшее межосевое расстояние.

3.7. Геометрические размеры червячной передачи

3.7.1. Червяк.

Диаметр делительный

$$d_1 = m q;$$

диаметр начальный

$$d_{w1} = m(q + 2x);$$

диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2m;$$

диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f^* m,$$

где $h_f^* = 1,2$ кроме эвольвентных червяков, для которых $h_f^* = 1 + 0,2 \cos \gamma$;

длина нарезанной части червяка (см. табл. 3,5)

$$b_1 = b_{01} + 3m.$$

Увеличение длины нарезанной части червяка на $3m$ выполняют только для шлифуемых и фрезеруемых червяков, во избежание искажения рабочей части профиля боковых поверхностей витков червяка при входе и выходе инструмента. В остальных случаях $b_1 = b_{01}$.

Таблица 3,5

Длина нарезанной части червяка b_{01}

x	$Z_1 = 1$ и 2	$Z_1 = 4$
-1	$b_{01} \geq (10,5 + 0,06 Z_2) m$	$b_{01} \geq (10,5 + 0,09 Z_2) m$
-0,5	$b_{01} \geq (8 + 0,06 Z_2) m$	$b_{01} \geq (9,5 + 0,09 Z_2) m$
0	$b_{01} \geq (11 + 0,06 Z_2) m$	$b_{01} \geq (12,5 + 0,09 Z_2) m$
+0,5	$b_{01} \geq (11 + 0,1 Z_2) m$	$b_{01} \geq (12,5 + 0,1 Z_2) m$
+1	$b_{01} \geq (12 + 0,1 Z_2) m$	$b_{01} \geq (13 + 0,1 Z_2) m$

3.7.2. Червячное колесо:

диаметр делительной (начальной) окружности

$$d_2 = Z_2 m;$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m;$$

диаметр наибольший

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2};$$

диаметр впадин

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_f^* + x);$$

ширина венца

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1} \quad \text{при } Z_1 = 1 \text{ и } 2;$$

$$b_2 \leq 0,67 d_{a1} \quad \text{при } Z_1 = 4.$$

3.8. Силы, действующие на валы червячной передачи:

окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2000 T_2}{d_2};$$

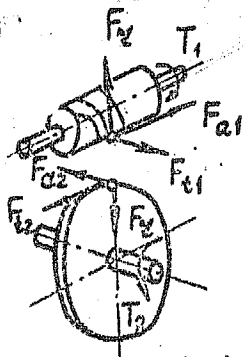


Рис. 3.3. Схема сил, действующих на валы червячной передачи с цилиндрическим червяком

окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000 T_2}{d_w, \text{ мм}};$$

радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо,

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = F_{t2} \operatorname{tg} 20^\circ.$$

3.9. Напряжение изгиба в зубьях червячного колеса

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K Y_F \cos \beta'_w}{1,3 m^2 (\varphi + 2x)} \leq [\sigma]_F,$$

где значение Y_F - см. табл. 3.6.

Таблица 3.6

Коэффициент Y_F , учитывающий форму зубьев червячных колес

Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F
		30	1,76	40	1,55	80	1,34
		32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

$$Z_V = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta'_w} - \text{эквивалентное число зубьев червячного колеса.}$$

Если получается $\sigma_F > [\sigma]_F$, то следует, увеличив модуль m и остальные размеры передачи, произвести повторный ее расчет.

3.10. Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку

Максимальные контактные напряжения на рабочих поверхностях витков и зубьев

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2 \text{ пик}}}{T_2}} \leq [\sigma]_{H \max}.$$

Максимальные напряжения изгиба в зубьях червячного колеса

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{2 \text{ пик}}}{T_2} \leq [\sigma]_{F \max},$$

где $T_{2 \text{ пик}}$ и T_2 - пиковый и номинальный крутящие моменты на валу червячного колеса (см. раздел 2.1 "Режим работы передачи");

$[\sigma]_{H \max}$ и $[\sigma]_{F \max}$ - предельное допускаемое контактное напряжение и предельное допускаемое напряжение изгиба для материала червячного колеса (см. табл. 2.5).

3.11. Коэффициент полезного действия

Коэффициент полезного действия учитывает потери на трение в зацеплении и в подшипниках качения

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta'_w}{\operatorname{tg} (\beta'_w + \varphi)},$$

где $\varphi = f(\nu_{\text{ск}})$ - угол трения (см. табл. 3.7).

Таблица 3.7

Приведенные коэффициенты трения f и углы трения φ между стальным червяком и колесом

$\nu_{\text{ск}},$ м/с	f	φ	$\nu_{\text{ск}},$ м/с	f	φ
0,01	0,1 ... 0,12	$5^\circ 40' \dots 6^\circ 50'$	2,5	0,03 ... 0,04	$1^\circ 40' \dots 2^\circ 20'$
0,1	0,08 ... 0,09	$4^\circ 30' \dots 5^\circ 10'$	3	0,028 ... 0,035	$1^\circ 30' \dots 2^\circ 00'$
0,25	0,065 ... 0,075	$3^\circ 40' \dots 4^\circ 20'$	4	0,023 ... 0,030	$1^\circ 20' \dots 1^\circ 40'$
0,5	0,055 ... 0,035	$3^\circ 10' \dots 3^\circ 40'$	7	0,018 ... 0,026	$1^\circ 00' \dots 1^\circ 30'$
1	0,045 ... 0,055	$2^\circ 30' \dots 3^\circ 10'$	10	0,016 ... 0,024	$0^\circ 55' \dots 1^\circ 20'$
1,5	0,04 ... 0,05	$2^\circ 20' \dots 2^\circ 50'$	15	0,014 ... 0,020	$0^\circ 50' \dots 1^\circ 10'$
2	0,035 ... 0,045	$2^\circ 00' \dots 2^\circ 30'$			

Примечание. Для передач с червячными колесами из материалов II и III групп следует принимать большие из двух в данном диапазоне значений величины f и φ .

3.12. Проверка перед чи червячного редуктора на нагрев

3.12.1. Общая поверхность $A \text{ м}^2$ охлаждения корпуса редуктора приближенно определяется по графику рис. 3.4 или по зависимости

$$A \approx 20 a_w^{1,7},$$

где меж осевое расстояние a_w - в мм.

3.12.2. При наличии вентилятора часть поверхности корпуса, обдуваемая вентилятором, определяется как $A_b \approx 0,3 A$.

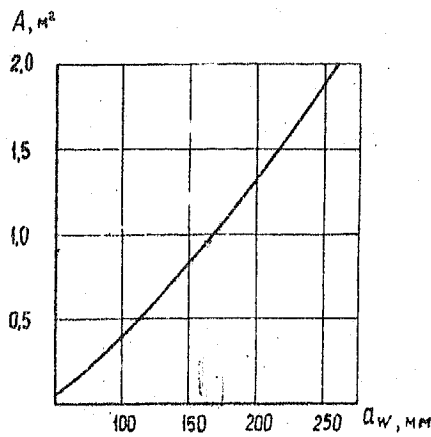


Рис. 3.4. Ориентировочная величина поверхности охлаждения редуктора
 $A = f(\alpha w)$

3.12.3. Для удовлетворительной работы червячного редуктора, установленного на металлической раме или плите, необходимо обеспечить условие:

а) редуктор без искусственного охлаждения

$$t_{pad} = \frac{10^3(1-\psi) P_1}{K_T A(1+\psi)} + t_0 \leq [t]_{pad},$$

где $K_T = 9 \dots 17$ – коэффициент теплоотдачи (большие значения при хороших условиях охлаждения), Вт/м², °C; t_{pad} – температура корпуса редуктора при установившемся режиме работы;

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

$\psi \approx 0,25 \dots 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму. При установке редуктора на бетонном или кирпичном фундаменте $\psi = 0$;

$[t]_{pad} = 95^\circ$ – максимально допустимая температура нагрева масла в масляной ванне редуктора;

б) редуктор с искусственным охлаждением с помощью вентилятора

$$t_{pad} = \frac{10^3(1-\psi) P_1}{[K_T(0,7+\psi) + 0,3 K_{TC}] A} + t_0 \leq [t]_{pad},$$

где K_{TC} – коэффициент теплоотдачи части поверхности корпуса редуктора, обдуваемой вентилятором.

n_b , об/мин	750	1000	1500	3000
k_{TC} , Вт/м², °C	17	21	29	40

Здесь n_b – частота вращения вентилятора.

Если охлаждение вентилятором недостаточно эффективно, то следует применить водяное охлаждение или увеличить размеры редуктора.

4. Проверочный расчет червячной передачи по критериям прочности и теплостойкости

Исходные данные и содержание расчета передачи см. "Введение", раздел Б "Проверочный расчет червячной передачи".

4.1. Дополнительные к содержащимся в задании параметры червячной передачи

передаточное число

$$u = \frac{Z_2}{Z_1};$$

длина нарезанной части червяка b , – см. 3.7.1 и табл.3.5;

ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75 m (q + 2) \text{ при } Z_1 = 1 \text{ и } 2,$$

$$b_2 \leq 0,67 m (q + 2) \text{ при } Z_1 = 4;$$

коэффициент смещения

$$x = \frac{1}{m} [a_w - 0,5 m (Z_2 + q)];$$

делительный угол подъема витка червяка

$$\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q};$$

начальный угол подъема витка червяка

$$\gamma'_w = \arctg \frac{Z_1}{q + 2x};$$

коэффициент полезного действия – см. 3.11

$$\eta = \frac{\eta_g \eta_w}{\eta_g (\eta_w + \eta)};$$

окружная скорость на червяке

$$v_{1w} = \frac{\pi (q + 2x) m n_1}{60 \cdot 1000};$$

окружная скорость на червячном колесе

$$v_2 = \frac{\pi Z_2 m n_2}{60 \cdot 1000};$$

скорость скольжения в зацеплении

$$v_{ск} = \frac{v_{1w}}{\cos \gamma'_w}.$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]_H$ для расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса – см. раздел 2.

Допускаемое напряжение $[\sigma]_F$ для расчета зубьев червячного колеса на изгибную выносливость – см. раздел 2.

Коэффициент нагрузки $K = K_\beta \cdot K_v$ – см. разделы 3.6.1, 3.6.2 и 3.6.3.

4.2. Наибольший допустимый номинальный крутящий момент на валу червячного колеса из расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев

$$T_{2(H)} = 0,43 \frac{[\sigma]_H^2 d_2^2 d_{w1}}{10^8 K}$$

4.3. Наибольший допустимый номинальный крутящий момент на валу червячного колеса из расчета зубьев на изгибную выносливость

$$T_{2(F)} = 0,65 \frac{[\sigma]_F m d_2 d_{w1}}{K y_F \cos \beta_w}$$

где $y_F = f(z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_w})$ (см. табл. 3.8).

4.4. Наибольший допустимый номинальный крутящий момент на валу червячного колеса из расчета передачи на нагрев (см. 3.12):

а) редуктор без искусственного охлаждения

$$T_{2(w)} = \frac{9,55 K_T ([\sigma]_{pa\sigma} - t_0) A (1 + \psi)}{(1 - \beta) z_u n_1}$$

б) редуктор охлаждается вентилятором

$$T_{2(w)} = \frac{9,55 [K_T (0,7 + \psi) + 0,3 K_{T8}] A (t_{pa\sigma} - t_0)}{(1 - \beta) z_u n_1}$$

4.5. Силы вые параметры червячной передачи

За допустимый крутящий момент T_2 на валу червячного колеса принимают меньший из трех крутящих моментов, полученных в 4.2, 4.3 и 4.4.

4.5.1. Допустимая номинальная мощность на валу червячного колеса

$$P_2 = \frac{T_2 n_2}{9550}$$

4.5.2. Силы, действующие на валы червячной передачи, - см. 3.3.

5. Пример проектного расчета червячного редуктора

Исходные данные

$T_2 = 440 \text{ Н} \cdot \text{М}$ - крутящий момент на валу червячного колеса;

$n_2 = 54 \text{ об/мин}$ - частота вращения червячного колеса;

$L_r = 10 \text{ лет}$ - срок службы передачи;

$K_{год} = 0,82$ - коэффициент использования передачи в течение года;

$K_{сут} = 0,29$ - коэффициент использования передачи в течение суток.

28

Режим нагружения передачи - № 1 (см. график рис. 2.2).
Редуктор приводится от асинхронного электродвигателя и смонтирован на металлической раме.

Температура помещения $t_0 = 20^\circ$.

Профиль червяка - ZK.

Производство редуктора - мелкосерийное.

Расчет

5.1. Мощность, необходимая для вращения вала червячного колеса,

$$P_2 = \frac{T_2 n_2}{9550} = \frac{440 \cdot 54}{9550} = 2,49 \text{ кВт.}$$

5.2. Выбор электродвигателя

Оптимальный вариант электродвигателя из ряда возможных выбирают на основе сравнения соответствующих каждому электродвигателю значений основных параметров червячной пары.

5.2.1. Предварительные значения передаточных чисел и значения КПД червячных пар в зависимости от синхронной частоты вращения n_c вала электродвигателя

n_c	3000	1500	1000	750
$u' = \frac{n_c}{n_2}$	55,5	27,8	18,5	13,9
β'	0,69	0,82	0,86	0,88

Здесь $\beta' = 0,95 (1 - \frac{u'}{200})$.

5.2.2. Мощности, необходимые для вращения вала червяка

$P_1 = \frac{P_2}{\beta'}$, кВт	3,6	3,0	2,89	2,82
----------------------------------	-----	-----	------	------

5.2.3. Данные возможных двигателей

Типоразмер двигателя	4A100S2Y3	4A100S4Y3	4A112MA3Y3	4A112MB8Y3
$P_{эд}$, кВт	4,0	3,0	3,0	3,0
$n_{эд}$, об/мин	2880	1435	955	700
Масса, кг	36,0	36,0	56,0	56,0

5.2.4. Варианты возможных передаточных чисел u' червячной пары, числа заходов червяка Z_1 и чисел зубьев Z_2 червячного колеса

$u' = \frac{n_2}{n_1}$	53,3	26,6	17,7	13
Z_1	Числа зубьев Z_2 червячного колеса			
1	53	-	-	-
2	-	53	35	-
4	-	-	-	52

5.2.5. Из приведенных в таблице наиболее приемлемым является вариант с $Z_1 = 2$ и частотой вращения вала электродвигателя $n_{эд} = 1435$ об/мин, который и принимаем для дальнейших расчетов. Вариант с $n_{эд} = 2880$ об/мин нежелателен из-за низкого КПД червячной пары. В двух других вариантах КПД редуктора мало отличается от полученного в принятом варианте. Соответствующие же им электродвигатели оказываются существенно тяжелее и дороже электродвигателя с $n_{эд} = 1435$ об/мин. Данные принятого электродвигателя

Типоразмер двигателя	$P_{эд}$	$n_{эд}$	$T_{эд} = T_{нл.1}$	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$
4А100 4У3	3,0	1435	20,36	2,0	2,4

где $T_{эд} = 9550 \frac{P_{эд}}{n_{эд}}$.

5.3. Передаточное число редуктора

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{53}{2} = 26,5$$

5.4. Частота вращения червячного колеса

$$n_2 = \frac{1435}{26,5} = 54,15 \text{ об/мин.}$$

Погрешность

$$\frac{54,15 - 54}{54} \cdot 100 = 0,28\% < 4\%$$

5.5. Суммарное время работы передачи

$$t_{\Sigma} = L_r \cdot 365 \frac{\text{ч}}{\text{год}} \cdot 24 K_{сут} = 2,1 \cdot 10^4 \text{ ч.}$$

5.6. Суммарное число циклов перемены напряжений

$$N_{\Sigma} = 60 t_{\Sigma} n_2 = 60 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 54,15 = 6,8 \cdot 10^7$$

5.7. Ожидаемое значение скорости скольжения

$$v_{ск} = \frac{45 n_1}{10^4} \sqrt{\frac{3}{T_2}} = \frac{45 \cdot 1435}{10^4} \sqrt{\frac{3}{440}} = 4,91 \text{ м/с}$$

5.8. Выбор материалов червячной пары

Червяк. Сталь 18ХГТ цементированная и закаленная до твердости HRC 56...63. Витки шлифованные и полированные. Профиль ZK (нелтейчатый).

Червячное колесо. Размеры червячной пары зависят от значения допускаемого напряжения $[\sigma]_H$ для материала червячного колеса. С целью выбора материала червячного колеса сравним значения $[\sigma]_H$ для материалов 1 и II группы.

5.9. Допускаемые напряжения

5.9.1. Допускаемые напряжения для расчета на прочность рабочих поверхностей.

Вариант А. Материал I группы. Бронза Бр-0Ф10-1. Отливка в землю $\sigma_B = 230$ МПа, $\sigma_T = 140$ МПа

$$[\sigma]_H = C_V [\sigma]_H^0 \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$$

где $C_V = 0,95$ (см. график рис. 2.3)

$$[\sigma]_H^0 = 0,9 \cdot 230 = 207 \text{ МПа}$$

$$K_{HE} = 0,416 \text{ (см. табл. 2.2),}$$

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma} = 0,416 \cdot 6,8 \cdot 10^7 = 2,83 \cdot 10^7;$$

$$[\sigma]_H = 0,95 \cdot 207 \sqrt[8]{\frac{10^7}{2,83 \cdot 10^7}} = 173 \text{ МПа.}$$

Вариант Б. Материал II группы. Бронза Бр АЖ9-4. Отливка в землю $\sigma_B = 400$ МПа; $\sigma_T = 200$ МПа

$$[\sigma]_H = 300 - 25 v_{ск} = 300 - 25 \cdot 4,91 = 177 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения $[\sigma]_H$ в вариантах А и Б практически равны. Учитывая, что ожидаемая скорость скольжения не превышает 5 м/с, для изготовления венца червячного колеса принимаем более дешевую бронзу - Бр АЖ9-4.

5.9.2. Допускаемое напряжение для расчета на изгибную выносливость

$$\sigma_F = \frac{\sigma_F^0}{S_F} \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$$

где $\sigma_F^0 = 0,44 \sigma_T + 0,14 \sigma_B = 0,44 \cdot 200 + 0,14 \cdot 400 = 144$ МПа;

$S_F = 1,7$ (см. табл. 2.4); $K_{FE} = 0,2$ (см. табл. 2.2);

$$N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma} = 0,2 \cdot 6,8 \cdot 10^7 = 1,36 \cdot 10^7$$

$$[\sigma]_F = \frac{144}{1,75} \sqrt{\frac{9 \cdot 10^6}{1,36 \cdot 10^7}} = 79,5 \text{ МПа}$$

5.10. Ориентировочное значение коэффициента нагрузки

$$K' = K'_\alpha K'_\beta;$$

$$K'_\alpha = 1 \text{ (см. 3.4)}; K'_\beta = 0,5(K'_\beta + 1) = 0,5(1,06 + 1) = 1,03.$$

5.11. Предварительное значение межосевого расстояния

$$a'_w = 610 \sqrt[3]{\frac{Z_2 K'}{[\sigma]_H}} = 610 \sqrt[3]{\frac{440 \cdot 1,03}{1772}} = 148,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $a'_w = 160 \text{ мм}$ (см. табл. 3.1).

5.12. Осевой модуль

$$m' = (1,4 \dots 1,7) \frac{a'_w}{Z_2} = (1,4 \dots 1,7) \frac{160}{53} = 4,23 \dots 5,13 \text{ мм.}$$

Принимаем $m' = 5 \text{ мм}$ (см. табл. 3.2).

5.13. Коэффициент диаметра червяка

$$q' = \frac{2a'_w - m'Z_2}{m'} = \frac{2 \cdot 160 - 5 \cdot 53}{5} = 11.$$

Минимальное значение q (см. 3.5.7)

$$q_{\min} = 0,212 Z_2 = 0,212 \cdot 53 = 11,24.$$

Принимаем $q' = 12,5$ (см. табл. 3.2).

5.14. Коэффициент смещения

$$x = \frac{1}{m'} [a'_w - 0,5 m' (Z_2 + q')] = \frac{1}{5} [160 - 0,5 \cdot 5 (53 + 12,5)] = -0,75, \quad x = -0,75 > -1.$$

5.15. Углы подъема витка червяка

Угол подъема витка начальный:

$$\delta'_w = \arctg \frac{Z_1}{q + 2x} = \arctg \frac{2}{12,5 - 2 \cdot 0,75} = \arctg 0,1818;$$

$$\delta'_w = 10^\circ 18'.$$

Угол подъема витка делительный

$$\delta = \arctg \frac{Z_1}{q} = \arctg \frac{2}{12,5} = \arctg 0,16;$$

$$\delta = 9^\circ 05'.$$

5.16. Корректировка предварительно установленных параметров

5.16.1. Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta}\right)^3 (1 - X) = 1 + \left(\frac{53}{121}\right)^3 (1 - 0,77) = 1,02,$$

где значение $\theta = 121$ — см. табл. 3.3, значение $X = 0,77$ для типового режима № 1 — см. табл. 3.4.

5.16.2. Скоростной коэффициент

$$K_v = 1 \text{ (см. примечание к 3.6.3).}$$

5.16.3. Коэффициент нагрузки

$$K = K_v K_\beta = 1 \cdot 1,02 = 1,02.$$

5.16.4. Скорость скольжения в зацеплении

$$V_{w1} = \frac{\pi \cdot m (q + 2x) \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 5 (12,5 - 2 \cdot 0,75) \cdot 1435}{60 \cdot 1000} = 4,13 \text{ м/с.}$$

$$V_{ск} = \frac{V_{w1}}{\cos \delta'_w} = \frac{4,13}{0,9839} = 4,2 \text{ м/с.}$$

5.16.5. Допускаемое напряжение

$$[\sigma]_H = 300 - 25 V_{ск} = 300 - 25 \cdot 4,2 = 195 \text{ МПа}$$

5.16.6. Расчетное напряжение

$$\sigma_H = \frac{5400 (q' + 2x')}{Z_2^2} \sqrt{\left[\frac{Z_2' + q' + 2x'}{a'_w (q' + 2x')} \right]^3 \frac{T_K}{Z_2}} =$$

$$= \frac{5400 (12,5 - 2 \cdot 0,75)}{53} \sqrt{\left[\frac{53 + 12,5 - 2 \cdot 0,75}{160 (12,5 - 2 \cdot 0,75)} \right]^3 \frac{440 \cdot 1,02}{53}} =$$

$$= 165 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 195 \text{ МПа.}$$

Расчетное напряжение на абочих поверхностях зубьев не превышает допускаемого, следовательно, ранее установленные параметры передачи можно принять за окончательные, а именно:

$$a_w = 160 \text{ мм}; Z_1 = 2; Z_2 = 53; m = 5 \text{ мм}; q = 12,5; x = -0,75.$$

Примечание. Проверочный расчет показал, что уменьшить межосевое расстояние до $a_w = 140 \text{ мм}$ нельзя, так как при этом расчетное напряжение σ_H превысит допускаемое $[\sigma]_H$ более чем на 7%.

5.17. Коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \delta'_w}{\operatorname{tg} (\delta'_w + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 10^\circ 18'}{\operatorname{tg} (10^\circ 18' + 1^\circ 38')} = \frac{0,1818}{0,2113} = 0,86;$$

$$\varphi \approx 1^\circ 38' \text{ при } V_{ск} = 4,2 \text{ м/с.}$$

5.18. Уточненное значение мощности на валу червяка

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{2,49}{0,86} = 2,90 \text{ кВт.}$$

5.19. Силы в зацеплении червячной пары

Окружная сила на колесе и осевая сила на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2000 \cdot T_2}{m Z_2} = \frac{2000 \cdot 440}{5 \cdot 53} = 3320 \text{ Н.}$$

Окружная сила на червяке и осевая сила на колесе

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2000 T_2}{u \cdot m (q+2x)} = \frac{2000 \cdot 440}{26,5 \cdot 0,86 \cdot 5 (12,5 - 2 \cdot 0,75)} = 702 \text{ Н.}$$

Радиальная сила

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = F_{t2} \operatorname{tg} 20^\circ = 3320 \cdot 0,364 = 1210 \text{ Н.}$$

5.20. Напряжения изгиба в зубьях червячного колеса

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K_{F\alpha} \cos \beta'_w}{1,3 m^2 (q+2x)} = \frac{3320 \cdot 1,02 \cdot 1,42 \cdot 0,9839}{1,3 \cdot 5^2 (12,5 - 2 \cdot 0,75)} = 13,2 \text{ МПа};$$

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta'_w} = \frac{53}{0,9839^3} = 56; \quad y_F = f(Z_v) = 1,42 \text{ (см. табл. 3.8);}$$

$$\sigma_F = 13,2 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 79,5 \text{ МПа.}$$

5.21. Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку.

5.21.1. Пиковый момент на валу червячного колеса

$$T_{2\text{пик}} = T_{20} \frac{T_{\text{гмах}}}{T_{\text{ном}}} u_2 = 20,36 \cdot 2,4 \cdot 26,5 \cdot 0,86 = 1114 \text{ МПа.}$$

5.21.2. Пиковое контактное напряжение на рабочих поверхностях зубьев

$$[\sigma]_{\text{нmax}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2\text{пик}}}{T_2}} = 165 \sqrt{\frac{1114}{440}} = 262 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{\text{нmax}} = 262 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{нmax}} = 267 = 2200 \text{ МПа} = 400 \text{ МПа (см. табл. 2.5).}$$

5.21.3. Пиковое напряжение изгиба зубьев червячного колеса

$$\sigma_{F\text{max}} = \sigma_F \frac{T_{2\text{пик}}}{T_2} = 13,2 \frac{1114}{440} = 33,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F\text{max}} = 33,4 \text{ МПа} < [\sigma]_{F\text{max}} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа (см. табл. 2.5).}$$

5.22. Проверка редуктора на нагрев

Температура нагрева установленного на металлической раме редуктора при естественном охлаждении

$$t_{\text{рад}} = \frac{10^3 (1-\beta) P_1}{K_T A (1+\psi)} + t_0 = \frac{10^3 (1-0,86)}{10 \cdot 0,8 (1+0,25)} + 20 = 34^\circ,$$

где $t_0 = 20^\circ$ — температура окружающего воздуха;

$K_T = 10$ — значение коэффициента теплоотдачи;

$A = 20 \cdot a_w^{1,7} = 20 \cdot 0,16^{1,7} = 0,8 \text{ м}^2$ — приближенное значение поверхности охлаждения корпуса редуктора;

$$t_{\text{рад}} = 34^\circ < [t]_{\text{рад}} = 90 \dots 95^\circ.$$

Так как температура нагрева редуктора при естественном охлаждении не превышает допустимую, то искусственного охлаждения для редуктора не требуется.

5.23. Геометрические размеры червячной передачи.

5.23.1. Червяк:

диаметр делительный

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

диаметр начальный

$$d_{w1} = m (q+2x) = 5 (12,5 - 2 \cdot 0,75) = 55 \text{ мм};$$

диаметр вершин витков

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

диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f^* m = 62,5 - 2 \cdot 1,2 \cdot 5 = 50,5 \text{ мм};$$

длина нарезанной части червяка

$$b = (10,5 + 0,06 Z_2) m + 3m = (10,5 + 0,06 \cdot 53) 5 + 3 \cdot 5 = 83,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 85 \text{ мм}$

5.23.2. Червячное колесо:

диаметр делительный и начальный

$$d_2 = d_{w2} = Z_2 m = 53 \cdot 5 = 265 \text{ мм};$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2(1+x)m = 265 + 2(1+0,75) \cdot 5 = 267,5 \text{ мм};$$

диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_f^* + x)m = 265 - 2(1,2 - 0,75) \cdot 5 = 260,5 \text{ мм};$$

диаметр наибольший

$$d_{a\text{max}} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2} = 267,5 + \frac{6 \cdot 5}{2 + 2} = 275 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{a\text{max}} = 270 \text{ мм}$

Ширина венца

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1} = 0,75 \cdot 72,5 = 54,375 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 53 \text{ мм.}$

Литература

1. А.В. Буланже, Н.В. Палочкина, Л.Д. Часовников. Методика расчета зубчатых передач. М., изд. МВТУ, 1978.
2. Д.Н. Решетов. Детали машин. М., "Машиностроение", 1974.

Оглавление

Введение	3
1. Материалы для червячной передачи	7
2. Определение допускаемых напряжений	9
3. Проектный расчет червячной передачи	16
4. Проверочный расчет червячной передачи по критериям прочности и теплостойкости	27
5. Пример проектного расчета червячного редуктора	28
Литература	35