

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ
Методические указания к курсовому проекту

Методические указания к выполнению расчётно-графических работ и курсового проекта по дисциплине "Детали машин" для студентов специальностей 150700, 150800, 170900

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ	3
2. ПРИМЕР РАСЧЕТА	6
ЛИТЕРАТУРА	8
ПРИЛОЖЕНИЕ	9

ВВЕДЕНИЕ

Наряду с зубчатыми передачами широкое применение в приводах различных машин и устройств получили *червячные передачи*.

В целях предотвращения усталостного выкрашивания поверхности зуба червячного колеса, червячные передачи рассчитываются на поверхностную выносливость (контрастную прочность). Для всех червячных передач, кроме ручных и с числом зубьев колеса более 100, этот расчёт является проектным. Для предотвращения излома зубьев колеса они проверяются на прочность по напряжениям изгиба.

В настоящих методических указаниях изложена методика и контрольный пример расчета червячной передачи.

1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Непосредственному расчету червячной передачи предшествует кинематический расчет, т.е. определение передаточного отношения U и крутящих моментов на валах червяка M_1 и колеса M_2 .

Расчет червячной передачи производится в следующей последовательности:

1.1. Выбирается материал для изготовления червяка и червячного колеса (табл.1) и определяется для этих материалов допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_H^0$ и допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H^0$ при базовом числе циклов нагружений N_1 (табл. I).

1.2. Определяется фактическое число циклов нагружений за заданный срок работы механизма. При этом исходят из того, что за один оборот колеса каждый его зуб испытывает один цикл нагружения.

1.3. Определяются допускаемые напряжения с учетом фактических условий нагружения.

$$[\sigma]^E = [\sigma]^O \sqrt[n]{\frac{N_0}{N_E}}$$

При расчете допускаемых контактных напряжений принимают

$$n = 8; N_0 = 10^7.$$

При расчете допускаемых напряжений изгиба.

$$n = 9; N_0 = 10^6.$$

Если $N_E < N_0$, то принимают $N_E = N_0$, тогда $[\sigma]^E = [\sigma]^O$. Если $N_E > 25 \cdot 10^7$ циклов, то принимают $N_E = 25 \cdot 10^7$ циклов нагружений. В обоих случаях необходимо пересчитать срок службы механизма, исходя из принятого значения N_E .

1.4. Выбирается число заходов червяка Z_1 (обычно 1, 2 и 4) и определяется число зубьев колеса Z_2 .

При этом следует исходить из того, что во вспомогательных передачах при $Z_1 = 1$, $Z_{1min} = 17$, в силовых передачах $Z_{2min} = 26$.

Необходимо учитывать также, что с увеличением числа заходов червяка увеличивается к.п.д. передачи и уменьшается ее самоторможение.

По таблице 2 выбирается коэффициент диаметра червяка q .

1.5. Из условия поверхностной выносливости зубьев червячного колеса рассчитывается осевой модуль зацепления

$$m = \sqrt[3]{\frac{E \cdot M_2 \cdot K \cdot \cos \gamma}{([\sigma]_{H_2}^E \cdot Z_2)^2 \cdot q \cdot \sin 2\alpha}}$$

где $E = 2E_1E_2/(E_1+E_2)$ - приведенный модуль упругости материалов червяка и колеса;

E_1 и E_2 - модуль упругости червяка и колеса соответственно;

M_2 - номинальный крутящий момент на валу червячного колеса

$K = K_\beta \cdot K_V$ - коэффициент нагрузки;

K_β - коэффициент концентрации нагрузки.

Ориентировочно можно принять $K_\beta = 1 + (Z_2/\theta)^3$,

где θ - коэффициент деформации червяка, выбираемый в зависимости от Z_1 и q по таблице 3;

$K_V = 1 + 1,3$ - скоростной коэффициент;

$[\sigma]_{из}$ – допускаемое контактное напряжение материала колеса с учетом фактических условий нагружения;
 γ – угол подъема винтовой линии червяка $\gamma = \arctg(Z_1/q)$;
 α – угол зацепления.

1.6. Полученное значение осевого модуля округляется до ближайшего большего значения по ГОСТ 19036-73 (табл. 2).

1.7. Проверяется выполнение условия прочности зубьев червячного колеса из условия прочности по напряжениям изгиба

$$\delta_{из} = 1,54 \cdot (Y_H \cdot M_2 \cdot K \cdot \cos \gamma \cdot m^3 \cdot q \cdot Z_2) \leq [\sigma]_{из}^E,$$

где Y_H - коэффициент прочности зуба червячного колеса, определяемый по таблице 4 в зависимости от эквивалентного числа зубьев $Z_V = Z_2 / \cos^3 \gamma$,

$[\sigma]_{из}^E$ - допускаемое напряжение изгиба зубьев колеса с учетом фактических условий нагружения.

Если фактические напряжения изгиба превышают допускаемые, принимаемое следующее большее стандартное значение осевого модуля или большее значение коэффициента q .

1.8. Рассчитываются геометрические параметры червячной передачи. Межосевое расстояние $a_w = m \cdot ((Z_2 + q)/2)$,

Параметры червяка:

диаметр делительного цилиндра $d = m \cdot q$;

диаметр цилиндра вершин $d_{a1} = d_1 + 2m = m(q+2)$;

диаметр цилиндра впадин $d_{f1} = d_1 - 2,4m = m(q - 2,4)$;

диаметр нарезанной части червяка $d_1 = (C_1 + C_2 \cdot Z_2) \cdot m$;

при $Z_1 = 1; 2$ $C_1 = 11$, $C_2 = 0,06$;

при $Z_1 = 4$ $C_1 = 12,5$ $C_2 = 0,09$.

Параметры червячного колеса:

диаметр делительной (начальной) окружности в среднем сечении колеса

$$d_2 = m \cdot Z_2;$$

диаметр окружности впадин в среднем сечении колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = m \cdot (Z_2 - 2,4);$$

диаметр окружности вершин в среднем сечении колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = m \cdot (Z_2 + 2);$$

наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} = d_{a2} + (6m / (Z_1 + 2));$$

ширина зубчатого венца червячного колеса $b_2 = A \cdot d_{a1}$

при $Z_1 = 1; 2$ $A = 0,75$, при $Z_1 = 4$ $A = 0,67$

Половина угла обхвата

$$\delta = \arcsin (b_2 / d_{a1} - 0,5m)$$

1.9. Рассчитываются силы, действующие в червячном зацеплении. Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке $P_2 = Pa_1 = 2M_2 / d_2$.

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе $P_1 = Pa_2 = 2M_1 / d_1$,

где M_1 - номинальный крутящий момент на червяке.

Радиальная сила $R_1 = R_2 = P_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha$.

1.10. Рассчитывается коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} (\gamma + \varphi),$$

где φ - угол трения (табл 5), зависящий от материалов червяка и скорости скольжения $V_{ск} = V_1 / \cos \gamma = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma$.

1.11. Рассчитывается тело червяка на прочность. Методика расчета аналогична методике расчета валов.

2. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Рассчитать червячную передачу. Исходные данные:

Число оборотов вала червяка	$n_1 = 1400$ об/мин;
Передаточное число	$u = 32$;
Крутящий момент на валу червяка	$M_1 = 1000$ Н·мм;
Крутящий момент на валу колеса	$M_2 = 2400$ Н·мм;
Срок службы передачи	$T = 10^5$ часов.

Передача нереверсивная.

2.1. Выбираем материал для изготовления:
червяка – сталь 45 с закалкой ТВ Ч НВС 45+55;
колеса – бронза ВрОФ -10-1 отливка в металлическую форму.

Из таблицы 1 определяем механические характеристики материалов:

$$E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2; \quad E_2 = 1,02 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2;$$
$$[\sigma]_{H2}^0 = 221 \text{ Н/мм}^2; \quad [\sigma]_{H2}^0 = 71 \text{ Н/мм}^2.$$

2.2. Определяем фактическое число циклов нагружения зуба колеса

$$N_E = T \cdot n_2 \cdot 60 = T \cdot n_1 \cdot 60 / u = 10^5 \cdot 1400 \cdot 60 / 32 = 26,25 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

Так как $N_E > 25 \cdot 10^7$, принимаем $N_E = 25 \cdot 10^7$.

Пересчитаем фактический срок службы передачи

$$T_\phi = N_E \cdot u / n_1 \cdot 60 = 25 \cdot 10^7 \cdot 32 / (1400 \cdot 60) = 9,52 \cdot 10^4 \text{ час.}$$

2.3. Рассчитываем допускаемые напряжения с учетом фактических условий нагружения.

$$[\sigma]^E = [\sigma]^0 \cdot \sqrt[3]{N_0 / N_E}.$$

Допускаемые контактные напряжения материала колеса

$$[\sigma]_{H2}^E = [\sigma]_{H2}^0 \cdot \sqrt[3]{10^7 / N_E} = 221 \cdot \sqrt[3]{10^7 / 25 \cdot 10^7} = 147,8 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma]_{k2}^E = [\sigma]_{k2}^0 \cdot \sqrt[3]{10^8 / N_E} = 71 \cdot \sqrt[3]{10^8 / 25 \cdot 10^7} = 38,4 \text{ Н/мм}^2.$$

2.4. Определяем число заходов червяка из условия

$$Z_1 > Z_{2min} / u = 26 / 32.$$

Принимаем $Z_1 = 1$. Определяем число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot u = 1 \cdot 32 = 32$. По таблице 2 выбираем коэффициент диаметра червяка $q = 12$.

2.5. Из условия поверхностной выносливости рассчитываем осевой модуль червячного зацепления

$$m = \sqrt[3]{\frac{E \cdot M_2 \cdot K \cdot \cos \gamma}{([\sigma]_{H_2}^E \cdot Z_2)^2 \cdot q \cdot \sin 2\alpha}}$$

$$E = 2E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2) = 2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,02 \cdot 10^5 / (2,1 \cdot 10^5 + 1,02 \cdot 10^5) = 1,37 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2;$$

$$K = K_\beta \cdot K_\alpha; \quad K_\beta = 1 + (Z_2 / Q)^3. \text{ Принимаем } K_\alpha = 1,1.$$

Коэффициент деформации червяка Q выбираем по таблице 3 для $Z_1 = 1$ и $q = 12,5$ (близкое принятому $q = 12$).

$$Q = 157; \quad K_\beta = 1 + (32/157)^3 = 1,0085; \quad K = 1,0085 \cdot 1,1 = 1,109.$$

Рассчитываем угол подъема винтовой линии нарезки червяка

$$\gamma = \arctg Z_1 / q = \arctg 1/12 = 4^\circ 45' 49''$$

и модуль

$$m = \sqrt[3]{\frac{1,37 \cdot 10^5 \cdot 24000 \cdot 1,0085 \cdot \cos 4^\circ 45' 49''}{(14,7 \cdot 32)^2 \cdot 12 \cdot \sin 40^\circ}} = 2,67 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 19036-73 (табл. 2) принимаем осевой модуль $m = 3$ мм.

2.6. Проверяем прочность червячного колеса из условия прочности по напряжениям изгиба.

$$\delta_H = 1,54 \cdot (Y_H \cdot M_2 \cdot K \cdot \cos \gamma / m^3 \cdot q \cdot Z_2) \leq [\sigma]_{из}^E.$$

Для определения коэффициента прочности зуба Y_H рассчитываем эквивалентное число зубьев

$$Z_V = Z_2 / \cos^3 \gamma = 32 / \cos^3 4^\circ 45' 49'' = 32,33.$$

По таблице 4 $Y_H = 1,71$. Тогда

$$\sigma_H = 1,54 \cdot (1,71 \cdot 240 \cdot 1,0085 \cdot \cos 4^\circ 45' 49'' / 0,3^3 \cdot 12 \cdot 32) = 6,12 \text{ Н/мм}^2.$$

Полученное значение σ_H меньше допускаемого, следовательно, прочность зубьев колеса на изгиб удовлетворительна.

2.7. Рассчитываем геометрические параметры передачи.

Межосевое расстояние $a_w = m \cdot ((Z_2 + q) / 2) = 3 \cdot ((32 + 12) / 2) = 66$ мм.

Параметры червяка:

диаметр делительного цилиндра $d_1 = m \cdot q = 3 \cdot 12 = 36$ мм;

диаметр цилиндра вершин $d_{a1} = d_1 + 2m = 36 + 2 \cdot 3 = 42$ мм;
 диаметр цилиндра впадин $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 36 - 2,4 \cdot 3 = 28,8$ мм;
 длина нарезанной части червяка $b_1 = (C_1 + C_2 Z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 32)3 = 38,76$ мм;

т.к. $Z_1 = 1$, принимаем; $C_1 = 11$ $C_2 = 0,06$. Принимаем $b_1 = 40$ мм.

Параметры червячного колеса:

диаметр делительной (начальной) окружности в среднем сечении

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 3 \cdot 32 = 96 \text{ мм};$$

диаметр окружности впадин в среднем сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 96 - 2,4 \cdot 3 = 88,8 \text{ мм};$$

диаметр окружности вершин в среднем сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 96 + 2 \cdot 3 = 102 \text{ мм};$$

наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} = d_{a2} + 6m / (Z_1 + 2) = 102 + 6 \cdot 3 / (1 + 2) = 108 \text{ мм};$$

ширина зубчатого венца червячного колеса

$$b_2 = A \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 42 = 31,5 \text{ мм};$$

т.к. $Z_1 = 1$, принимаем $A = 0,75$.

Условный угол обхвата

$$2\delta = 2 \arcsin b_1 / (d_{a1} - 0,5m) = 2 \arcsin 31,5 / (42 - 0,5 \cdot 3) = 102^\circ 6' 36''.$$

2.8. Рассчитываем силы, действующие в зацеплении.

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке

$$P_2 = P_{a1} = 2M_1 / d_1 = 2 \cdot 2400 / 96 = 500 \text{ Н}.$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

$$P_1 = P_{a2} = 2M_1 / d_1 = 2 \cdot 1000 / 36 = 55,5 \text{ Н}.$$

Радиальная сила $R_1 = R_2 = P_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 500 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 181 \text{ Н}.$

2.9. Рассчитываем коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} (\gamma + \varphi).$$

Для определения угла трения рассчитываем скорость скольжения

$$V_{ск} = \pi d_1 \cdot n_1 / 60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma = \pi \cdot 36 \cdot 1400 / 60 \cdot 1000 \cdot \cos 4^\circ 45' 49'' = 2,65 \text{ м/с}.$$

По таблице 5 для вычисленной скорости скольжения найдём $\varphi \approx 2^\circ$.

Тогда $\eta = \operatorname{tg} 4^\circ 45' 49'' / \operatorname{tg} (4^\circ 45' 49'' + 2^\circ) = 0,70 = 70\%$.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Янковский В.В., Фёдоров В.В.** Расчёт червячных передач на ЭВМ: Методические указания для студентов.— Куйбышев: КИИТ, 1987.
2. **Беляков В.М., Жарков М.С., Фёдоров В.В., Янковский В.В.** Зубчатые передачи подвижного состава: Учебное пособие для студентов. Куйбышев.: КИИТ, 1990.

3. *Проектирование механических передач*: Учебное пособие для машиностроительных техникумов/ Под ред. Чернавского С.А.– М.: Машиностроение, 1984.
4. *Решетов Д.Н.* Детали машин.– М.: Машиностроение, 1989.
5. *Толстоногов А.А., Янковский В.В., Фёдоров В.В., Жарков М.С.* Лабораторные работы по курсу деталей машин.- СамИИТ, 1997.
6. *Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б.* Расчёты на прочность деталей машин.– М.: Машиностроение, 1979.
7. *Дунаев П.Ф., Леликов О.П.* Конструирование узлов и деталей машин.– М.: Высшая школа, 2001.
8. *Толстоногов А.А.* Детали машин и основы конструирования: конспект лекций.- СамГАПС. 2003.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Некоторые наиболее часто применяемые материалы для изготовления червячных колес для работы в паре со стальным термообработанным червяком, их механические характеристики и допускаемые напряжения

Материал колеса	Способ отливки	Механические характеристики			[σ] _H , Н/мм ²							[σ] _{LIT} , Н/мм ²
		E, Н/мм ²	σ_T , Н/мм ²	σ_B , Н/мм ²	Скорость скольжения V, м/с							
					0,5	1	2	3	4	6	8	
Бр.ОФ10-1	в зсмлю	1,02·10 ⁵	137	196	--	--	(128+157)			--	--	49
Бр.ОФ10-1	в мет. форму		196	264	--	--	(186+221)			--	--	71
Бр.ОНФ10	Ц-б. литьё		167	284	--	--	206			--	--	71
Бр.АЖ9-4Л	в зсмлю		196	392	245	225	206	176	157	118	88	78
С Ч 12-28	--	1,15·10 ⁵	--	274	113	98	71	--	--	--	--	33
С Ч 15-32	--		--	314	127	113	85	--	--	--	--	37
-С Ч 18-36	--		--	--	--	353	--	--	--	--	--	42

Наибольшее предельное допустимое значение [σ]_H принимается при твердости \geq HRC 45.

Модуль упругости первого рода для сталей $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм².

ТАБЛИЦА 2

Ряды стандартизированных основных параметров червячной передачи

Модуль осевой m , мм (ГОСТ 19036-73)	Основной ряд: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20. Допускается ряд: 1,5; 3; 6; 12.
Коэффициент диаметра червяка q (ГОСТ 19036-73)	Основной ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25. Дополнительный ряд: 7,1; 9; 11,2; 14; 18; 22,4. Допускается ряд: 7; 11; 12.

ТАБЛИЦА 3

Коэффициент деформации червяка θ

Число заходов	Значения коэффициента диаметра червяка q							
	Z_1	7.1	8	9	10	11	12.5	14
1	57	72	89	108	127	157	176	
2	45	57	71	86	102	125	152	
3	40	51	61	76	89	110	134	
4	37	47	58	70	82	101	123	

ТАБЛИЦА 4

Коэффициенты прочности зубьев червячных колес Y_H при различных эквивалентных числах зубьев Z_V

Z_V	Y_H	Z_V	Y_H	Z_V	Y_H	Z_V	Y_H
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
25	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

ТАБЛИЦА 5

Коэффициенты трения f
и углы трения $\varphi = \arctg f$
для стального червяка
и колеса из бронзы

$V_{ск}, м/с$	f	φ
0,01	0,10 – 0,12	5°40 - 6°50
0,1	0,08 – 0,09	4°30 - 5°10
0,25	0,065 – 0,075	3°40 - 4°20
0,5	0,055 – 0,065	3°10 - 3°40
1	0,045 – 0,055	2°30 - 3°10
1,5	0,04 – 0,05	2°20 - 2°50
2	0,035 – 0,045	2°00 - 2°30
2,5	0,03 – 0,04	1°40 - 2°20
3	0,028 – 0,035	1°30 - 2°00
4	0,023 – 0,03	1°20 - 1°40
7	0,018 – 0,026	1°00 - 1°30
10	0,016 – 0,024	0°55 - 1°20
15	0,014 – 0,020	0°50 - 1°10