

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ
Методические указания для проведения практического занятия
и курсового проектирования

Введение

Червячные передачи – это разновидность механических передач, которые передают или преобразуют движение с изменением угловых скоростей и моментов.

Червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых, имеющих характерные черты как зубчатых, так и винтовых передач. В отличие от винтовых передач, у которых начальный контакт происходит в точке, в червячных передачах имеет место линейный контакт. Изобретение червячных передач приписывают Архимеду.

По сравнению с другими механическими передачами червячные передачи обладают рядом достоинств, среди которых:

- большие величины передаточных отношений (в силовых – до 80, в кинематических – до 300);
- плавность и бесшумность работы;
- возможность самоторможения;
- повышенная кинематическая точность.

Недостатками червячных передач являются:

- сравнительно низкий КПД;
- существенный нагрев элементов передачи;
- повышенный износ и склонность к заеданию;
- необходимость применения для колеса дорогостоящих антифрикционных материалов;
- повышенные требования к точности сборки.

Червячные передачи применяют при необходимости снижения скорости и передачи движения между перекрещивающимися валами. Наиболее широко их применяют в подъемно-транспортных механизмах, станкостроении, автомобилестроении, приборостроении. Низкий КПД и склонность к заеданию ограничивают применение червячных передач областью низких и средних мощностей (до 60 кВт).

Предлагаемые методические указания помогут студентам, изучающим дисциплину «Детали машин и основы конструирования», понять особенности червячных передач. Полученные сведения могут быть использованы при выполнении курсового проекта и в последующей инженерной деятельности.

1 Основные параметры червячных передач

Червячная передача состоит из червяка, т.е. винта с резьбой трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой, и червячного колеса, т.е. зубчатого колеса с зубьями особой формы, получаемой в результате взаимного огибания с витками червяка.

Червячные передачи обеспечивают передачу вращательного движения между валами с перекрещивающимися осями. Чаще всего угол перекрещивания равен 90° .

Передаточное отношение u червячной передачи определяют из условия, что за каждый оборот червяка колесо проворачивается на число зубьев, равное числу витков червяка:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (1.1)$$

где z_1 и z_2 – число витков червяка и число зубьев колеса; n_1 и n_2 – частоты вращения червяка и колеса, мин^{-1} .

Таким образом, передаточное число не зависит от отношения диаметров червяка и червячного колеса.

ГОСТ 2144-76 устанавливает следующие значения передаточных отношений червячных редукторов (табл. 1).

Таблица 1

Ряд 1-й	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80
Ряд 2-й	9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71

Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическими червяками. Глобоидные червячные передачи рассмотрены в [2, 3].

1.1 Геометрические параметры червячной передачи с цилиндрическим червяком без смещения

Цилиндрические червяки по ГОСТ 18498-73 имеют в осевом сечении трапецеидальный или выпуклый профиль, а в торцовом сечении могут иметь три различные формы рабочей поверхности витков. Червяк, торцовым профилем которого является архиме-

дова спираль (рис. 1, а), называют архимедовым и обозначают ZA . Конволютный червяк ZNI в осевом сечении очерчен выпуклым профилем, в нормальном сечении к винтовой линии – прямолинейный, а в торцовом сечении имеет профиль удлиненной эвольвенты (рис. 1, б). Эвольвентный червяк ZI в осевом сечении также имеет выпуклый профиль, а в торцовом сечении – эвольвентный (рис. 1, в).

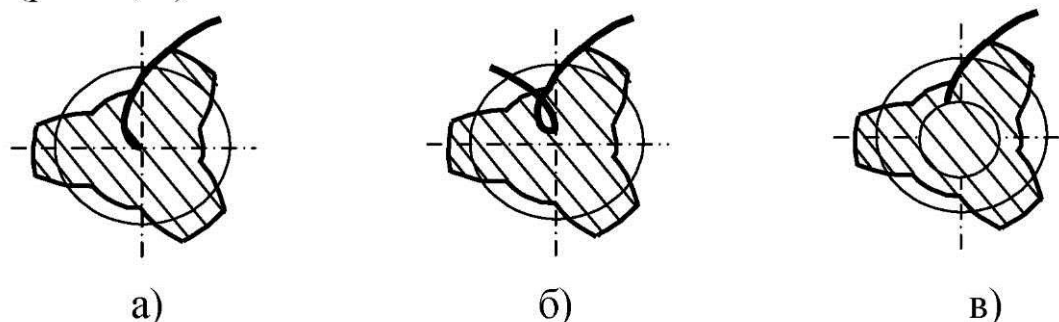


Рис. 1

Наибольшее распространение получили архимедовы червяки.

Червяк представляет собой винт с резьбой с числом заходов $z_1 = 1, 2, 4$ (рис. 2). Под числом заходов понимают число винтовых поверхностей, исходящих из поперечного по отношению к оси червяка сечения.

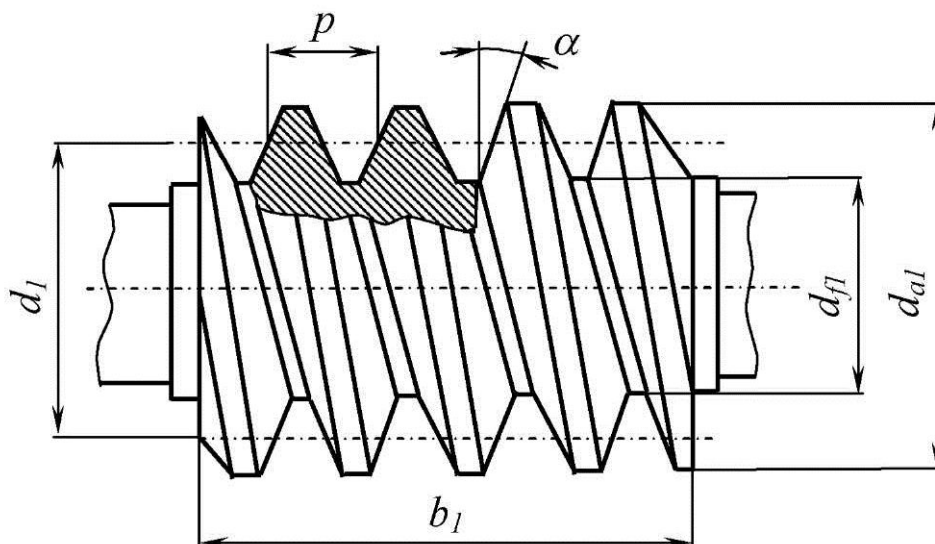


Рис. 2

Основные геометрические параметры червяка приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметр	Формула
Расчетный шаг p , мм	расстояние между одноименными точками боковых сторон двух смежных витков червяка, измеренное параллельно оси
Осевой модуль червяка m , мм	$m = \frac{p}{\pi}$
Коэффициент диаметра червяка q	$q = d_1/m;$ для обеспечения жесткости вала-червяка $q^* > (0,22...0,4) \cdot z_2$
Делительный диаметр d_1 , мм	$d_1 = q \cdot m$
Начальный диаметр d_{w1} , мм	$d_{w1} = (q + 2 \cdot x) \cdot m$
Коэффициент смещения x	$x = \frac{a_w - a}{m}$
Угол профиля червяка α , град	$\alpha = 20^\circ$
Угол подъема линии витка на делительном цилиндре γ , град	$\operatorname{tg} \gamma = \frac{m \cdot z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q};$ $\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}$
Диаметр окружности вершин зубьев d_{a1} , мм	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$
Диаметр окружности впадин зубьев d_{f1} , мм	$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$
Длина нарезанной части червяка b_1 , мм	определяется по условию использования одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса (прил. А, табл. 3)

* стандартизовано – прил. А, табл. 1.

Работоспособность червячной передачи повышается с уменьшением шероховатости поверхности и повышением твердости резьбы червяка.

Червячное колесо (рис. 3) изготавливается нарезкой зубьев червячной фрезой или рейкой, имеющей такой же профиль и размеры, как и червяк, но снабженной режущими кромками. Линейный контакт зубьев в червячной передаче обеспечивает ей достаточно высокую нагрузочную способность.

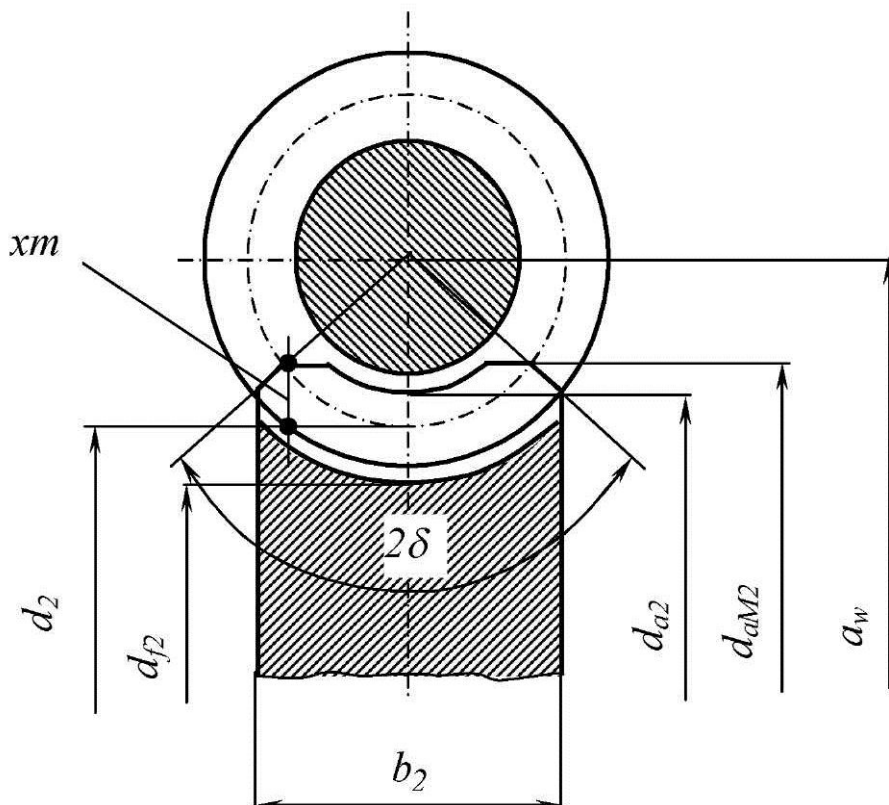


Рис. 3

Червячные колеса изготавливаются преимущественно с положительным смещением в целях округления дробных значений межосевых расстояний до стандартных размеров (ГОСТ 2144-76).

Основные геометрические параметры червячного колеса приведены в табл. 3.

Таблица 3

Параметр	Формула
Межосевое расстояние a_w , мм	а) для передачи без смещения исходного контура $a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2);$ б) для передачи со смещением исходного контура $a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2 + 2 \cdot x)$
Делительный диаметр червячного колеса d_2 , мм	$d_2 = m \cdot z_2 = d_1 \cdot \frac{z_2}{q}$
Диаметр окружности вершин зубьев червячного колеса d_{a2} , мм	$d_{a2} = m \cdot (z_2 + C + 2 \cdot x)$ C – коэффициент радиального зазора; $C=2$
Диаметр окружности впадин зубьев червячного колеса d_{f2} , мм	$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x)$
Коэффициент смещения x	$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2),$ $-1 \leq x \leq +1$
Наибольший диаметр червячного колеса d_{aM2} , мм	$d_{aM2} \leq d_{a2} + (2 \dots 1) \cdot m = d_2 + d_1 \cdot (1 - \cos \delta)$
Угол обхвата витка червяка зубом колеса δ , град	а) для силовых передач $2\delta = (90 \dots 110);$ б) для кинематических передач $2\delta = (70 \dots 90)$
Ширина зубчатого венца червячного колеса b_2 , мм	$b_2 = (0,355 \dots 0,315) \cdot a_w$

1.2 Кинематика червячной передачи

В червячной передаче, в отличие от зубчатой, окружные скорости червяка v_1 и колеса v_2 не совпадают ни по модулю, ни по направлению (рис. 4). Поэтому начальные цилиндры червяка и колеса в относительном движении скользят и обкатываются друг по другу, а передаточное отношение не может быть выражено отношением d_{w2}/d_{w1} .

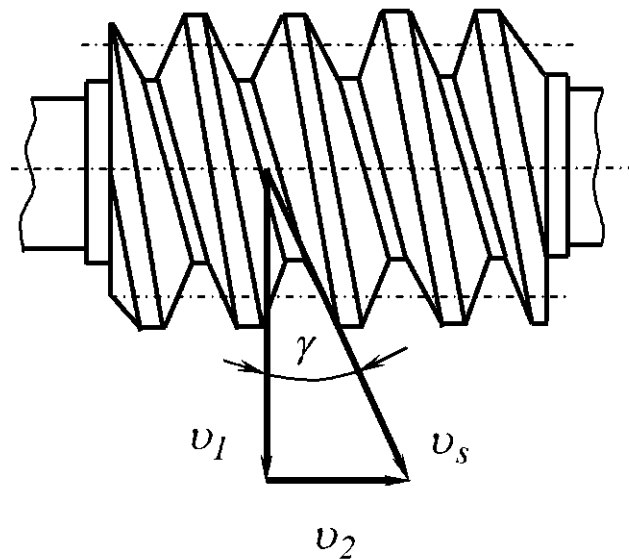


Рис. 4

Когда точка контакта совпадает с полюсом зацепления, относительная скорость скольжения v_s направлена по касательной к винтовой линии витка червяка. В этом положении окружная скорость червяка $v_1 = (\omega_1 \cdot d_{w1})/2$ и окружная скорость червячного колеса $v_2 = (\omega_2 \cdot d_{w2})/2$ связаны со скоростью скольжения соотношениями

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_2}{\sin \gamma}, \quad (1.2)$$

где γ – угол подъема винтовой линии, град.

Окружные скорости червяка и червячного колеса можно определить из формулы

$$v = \frac{\pi \cdot n \cdot d_w}{60}. \quad (1.3)$$

Так как угол подъема $\gamma < 30^\circ$, то в червячной передаче $v_2 < v_1$, а скорость скольжения $v_s > v_1$. Большое скольжение в червячной передаче является причиной пониженного КПД, повышенного износа и склонности к заеданию.

Для уменьшения износа материалы червяка и колеса должны образовывать антифрикционную пару (имеющую минимально возможный коэффициент трения). Как правило, червяки изготавливают из стали, а зубчатые венцы червячных колес – из бронз или латуней.

1.2 Силы в червячной передаче

При определении сил полагают, что главный вектор (равнодействующая) F_n контактных давлений, действующих на площадках контакта зубьев, приложен в полюсе и направлен по линии зацепления. Окружная сила на червяке F_{t1} будет осевой силой F_{a2} для колеса, а окружная сила F_{t2} на колесе – осевой силой F_{a1} для червяка (рис. 5).

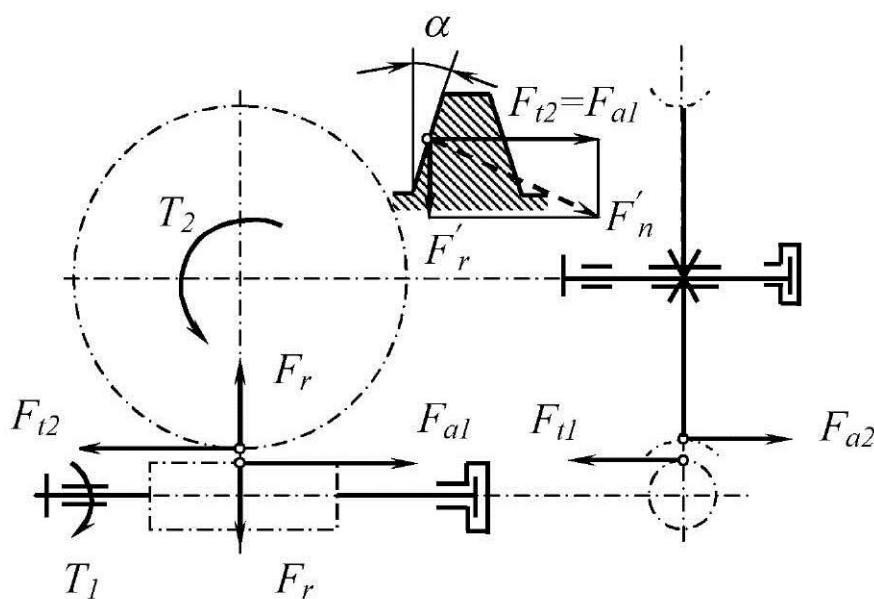


Рис. 5

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} \quad (1.4)$$

Осевая сила на колесе, равная окружной силе на червяке

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}. \quad (1.5)$$

Радиальная сила

$$F_r = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}. \quad (1.6)$$

1.3 КПД червячной передачи

Потери мощности в червячной передаче складываются из потерь в зацеплении, потерь в подшипниках, потерь на разбрызгивание масла и т.д. Все виды потерь, кроме присутствующих в зацеплении, малы и их наличием можно пренебречь. При этом коэффициент полезного действия червячной передачи η можно определить

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}. \quad (1.7)$$

Если в качестве ведущего звена используется не червяк, а червячное колесо, то

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho)}{\operatorname{tg} \gamma}, \quad (1.8);$$

где γ – угол подъема винтовой линии, град.; ρ – приведенный угол трения, град.

Если $\rho \geq \gamma$, коэффициент полезного действия червячной передачи $\eta \leq 0$ и передача движения от колеса к червяку становится невозможной. Получаем самотормозящую червячную пару. Свойство самоторможения червячных передач используют в грузоподъемных механизмах. Коэффициент полезного действия самотормозящей пары менее 0,5.

В проектировочных расчетах коэффициент полезного действия червячной передачи для различных значений числа заходов червяка можно принимать: при $z_1 = 1 - \eta \approx 0,7 \dots 0,75$; при $z_1 = 2 - \eta \approx 0,75 \dots 0,82$; при $z_1 = 4 - \eta \approx 0,87 \dots 0,92$.

После определения размеров передачи, значение коэффициента полезного действия проверяют расчетом по формуле (1.7).

1.4 Критерии работоспособности и расчета червячных передач

Основными причинами выхода из строя червячных передач, в отличие от зубчатых, являются износ и заедание. При мягком материале червячного колеса (оловянная бронза) заедание проявляется в постепенном намазывании бронзы на червяк, при котором передача может работать еще длительное время. При твердых материалах (чугун, безоловянная бронза) заедание переходит в задиры поверхности с последующим быстрым разрушением зубьев колеса.

Повышенный износ и заедание связаны с большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта. Главным фактором, влияющим на процесс разрушения в данном случае, является наличие контактных напряжений. В связи с этим в основе расчета червячных передач лежит расчет усталостной прочности по контактным напряжениям.

Абразивный износ зубьев также зависит от величины контактных напряжений. Расчет на контактную прочность для червячных передач является основным. Расчет усталостной прочности на изгиб проводится как проверочный во избежание излома зубьев червячного колеса.

1.4.1 Расчет червячной передачи на контактную прочность

Для червячных передач условие контактной прочности

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_H \cdot \cos^2 \gamma}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin 2\alpha_w}} \leq \sigma_{HP}, \quad (1.9)$$

где δ – угол дуги обхвата; ε_α – торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса (1,8...2,2); ξ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в

связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата ($\approx 0,75$).

Для проектного расчета формулу (1.9) решают относительно межосевого расстояния

$$a_w = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2}{\sigma_{HP}^2 \cdot (q/z_2)}}. \quad (1.10)$$

1.4.2 Расчет червячной передачи на изгибную прочность

По напряжениям изгиба рассчитывают только зубья колеса, как менее прочные. В приближенных расчетах червячное колесо рассматривают как косозубое с допущениями:

- зуб червячного колеса прочнее зуба косозубого колеса;
- червячная пара хорошо прирабатывается.

Условие изгибной прочности

$$\sigma_{IF} = 0,74 \cdot \frac{Y_{IF} \cdot F_{t2} \cdot K_{IF}}{b_2 \cdot m_n} \leq \sigma_{FP}. \quad (1.11)$$

2 Порядок расчета червячной передачи

2.1 Межосевое расстояние

$$a_w = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2}{\sigma_{HP}^2 \cdot (q/z_2)}}, \quad (2.1)$$

где q – коэффициент диаметра червяка (прил. А, табл. 1); z_2 – число зубьев червячного колеса; E_{np} – приведенный модуль упругости, МПа; T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·мм; σ_{HP} – допускаемые контактные напряжения для материала червячного колеса, МПа.

$$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2)}, \quad (2.2)$$

где E_1 – модуль упругости материала червяка, МПа (для стали – $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа); E_2 – модуль упругости материала зубчатого

венца червячного колеса, МПа (для бронзы, чугуна – $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа).

Расчетное значение межосевого расстояния червячной передачи необходимо округлить до стандартного значения по ГОСТ 2144-76: $a_w = 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500$, мм.

2.2 Модуль зацепления

Для силовых передач

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{q + z_2}, \quad (2.3)$$

но не менее 1,5 мм, с округлением до стандартного значения по ГОСТ 9563-80 (прил. А, табл. 1).

Нормальный модуль

$$m_n = m \cdot \cos \gamma. \quad (2.4)$$

2.3 Коэффициент смещения инструмента

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2), \quad (2.5)$$

По условию неподрезания ножек и незаострения вершин зубьев значение коэффициента смещения должно быть $-1 \leq x \leq +1$.

2.4 Число заходов червяка и число зубьев червячного колеса

Число заходов червяка z_1 назначают в зависимости от передаточного числа u (прил. А, табл. 2). Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u \geq z_{min} = 28. \quad (2.6)$$

Полученное значение при необходимости округляют до целого числа. Фактическое передаточное число при этом

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.7)$$

2.5 Геометрические параметры

Значения d , d_w , d_a , d_f , d_{aM2} определяют по формулам табл. 1.

2.6 Длина нарезанной части червяка

Длину нарезанной части червяка b_l определяют по условию использования одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса (прил. А, табл. 3).

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков расчетное значение длины нарезанной части необходимо увеличить во избежание влияния искажения профиля на входе и выходе инструмента. При $m < 10$ мм на 25 мм; при $m = 10 \dots 16$ мм на 35...40 мм; при $m > 16$ мм на 45...50 мм. После чего длину нарезанной части червяка округляют до большего значения по ряду нормальных линейных размеров.

2.7 Ширина червячного колеса

Ширину червячного колеса определяют в зависимости от числа заходов червяка (прил. А, табл. 4).

2.8 Угол подъема винтовой линии

Угол подъема винтовой линии определяют из отношения

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}. \quad (2.8)$$

2.9 Степень точности

Производится по рекомендациям (прил. Б, табл. 1) с учетом скорости скольжения

$$v_s = \frac{v_l}{\cos \gamma}, \quad (2.9)$$

где v_l – окружная скорость на червяке, м/с.

2.10 Силы в зацеплении

Расчет производится с учетом соображений, изложенных в п. 1.3.

2.11 Проверка прочности зубьев червячного колеса по контактными напряжениям σ_H

Проводится с учетом соображений, изложенных в п. 1.4.

2.12 Коэффициент нагрузки K_H

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (2.10)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки.

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 \cdot (1 - X), \quad (2.11)$$

где Θ – коэффициент деформации червяка (прил. Б, табл. 2); X – коэффициент режима работы передачи (прил. Б, табл. 3).

Коэффициент динамической нагрузки принимают $K_{HV}=1$ при $v_s \leq 3$ м/с; $K_{HV}=1 \dots 1,3$ при $v_s > 3$ м/с.

2.13 Торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03 \cdot z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 \cdot z_2 + 2,9}{2,95}. \quad (2.12)$$

2.14 Проверка прочности зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба σ_F

Проводится с учетом соображений, изложенных в п. 1.4.

2.15 Коэффициент формы зуба

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}. \quad (2.13)$$

Коэффициент формы зуба Y_F назначается по рекомендации (прил. В, табл. 1).

2.16 Коэффициент нагрузки K_F

Коэффициент нагрузки при изгибе

$$K_F = K_H. \quad (2.14)$$

2.17 КПД червячной передачи

$$\eta_{чп} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (2.15)$$

где ρ – угол трения, град.

Угол трения ρ назначается по рекомендации (прил. В, табл. 2).

Пример выполнения расчета, оформленный по ГОСТ 2.105-95 «Общие требования к текстовым документам», приведен в прил. Г.

Список рекомендуемой литературы

1. Иванов, М. Н. Детали машин: учеб. для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 408 с.: ил.
2. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / под ред. И. А. Болотовского. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
3. Решетов, Д. Н. Детали машин : учеб. для студентов машиностроит. и механ. специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с. : ил.
4. Крайнев, В. А. Детали машин : словарь-справочник. – М.: Машиностроение, 1992. – 480 с.

Приложение А
(справочное)

Таблица 1

<i>m</i> , мм ГОСТ 9563-80	2	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5
<i>q</i> ГОСТ 2144-76	8	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20

Таблица 2

<i>u</i>	8... 15	15... 30	≥ 30
<i>z₁</i>	4	2	1

Таблица 3

Коэффициент смещения <i>x</i>	Число заходов червяка <i>z₁</i>	
	1, 2	4
-1	$b_1 \geq (10,5 + 0,06 \cdot z_2)m$	$b_1 \geq (10,5 + 0,09 \cdot z_2)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06 \cdot z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09 \cdot z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2)m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1 \cdot z_2)m$
+1	$b_1 \geq (12 + 0,1 \cdot z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1 \cdot z_2)m$

Таблица 4

<i>z₁</i>	1; 2	4
<i>b₂</i>	$0,355 \cdot a_w$	$0,315 \cdot a_w$

Приложение Б
(справочное)

Таблица 1

Степень точности, не ниже	Скорость скольжения v_s , м/с	Вид обработки	Примечание
7	≤ 10	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой.	Передача с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам.
8	≤ 5	Допускается червяк с $H \leq 350$ НВ, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой или «летучкой». Рекомендуется обкатка под нагрузкой.	Передачи среднескоростные со средними требованиями к шуму, габаритам и точности.
9	≤ 2	Червяк с $H \leq 350$ НВ не шлифуется. Колесо нарезается любым способом.	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие и ручные с пониженными требованиями.

Таблица 2

Коэффициент диаметра червяка, q		8	10	12,5	14	16	20
Θ	$z_1 = 1$	72	108	154	176	225	248
	$z_1 = 2$	57	86	121	140	171	197
	$z_1 = 4$	47	70	98	122	137	157

Таблица 3

Режим нагрузки	0	I	II	III	IV	V
X	1,0	0,77	0,5	0,5	0,38	0,31

Приложение В
(справочное)

Таблица 1

z_D	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,3	1,27	1,24

Таблица 2

Скорость скольжения v_s , м/с	Коэффициент трения f	Угол трения ρ , град
0,01	0,11...0,12	6°17'...6°51'
0,1	0,08...0,09	4°34'...5°09'
0,25	0,065...0,075	3°43'...4°17'
0,5	0,055...0,065	3°09'...3°43'
1	0,045...0,055	2°35'...3°09'
1,5	0,04...0,05	2°17'...2°52'
2	0,035...0,045	2°00'...2°35'
2,5	0,03...0,04	1°43'...2°17'
3	0,028...0,035	1°36'...2°00'
4	0,023...0,03	1°26'...1°43'
7	0,018...0,026	1°02'...1°29'
10	0,016...0,024	0°55'...1°22'
15	0,014...0,02	0°48'...1°09'

Приложение Г (справочное)

3 Расчет червячной передачи

3.1 Задача расчета

Определить геометрические параметры червячной передачи по условию контактной выносливости поверхности зубьев, проверить прочность зубьев по напряжениям изгиба.

3.2 Данные для расчета

Вращающий момент на выходном валу $T_2 = 261,6$ Н·м; передаточное число $u = 19,36$; допускаемые напряжения для материала червячного колеса $\sigma_{HP} = 231,75$ МПа.

3.3 Межосевое расстояние, мм

$$a_w = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2}{\sigma_{HP}^2 \cdot (q/z_2)}}, \quad (3.1)$$

где q – коэффициент диаметра червяка;

z_2 – число зубьев червячного колеса;

E_{np} – приведенный модуль упругости, МПа;

T_2 – вращающий момент на выходном валу, Н·мм;

σ_{HP} – допускаемые напряжения для материала червячного колеса, МПа.

3.3.1 Коэффициент диаметра червяка

Величина коэффициента диаметра червяка должна быть стандартной и предупреждать возможный прогиб ведущего вала ($q \geq (0,22 \dots 0,4) \cdot z_2$). По ГОСТ 2144-76 предварительно назначен

$$q = 10.$$

3.3.2 Число заходов червяка

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

Продолжение прил. Г

При передаточном числе $u = 19,36$ число заходов червяка [1, с. 212]

$$z_1 = 2.$$

3.3.3 Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u \geq z_{min} = 28, \quad (3.2)$$

$$z_2 = 2 \cdot 19,36 = 38,72$$

Для червячного колеса принято целое значение числа зубьев $z_2 = 39 > z_{min} = 28$.

При этом отношение $\frac{q}{z_2} = \frac{10}{39} = 0,26$ находится в рекомендуемых пределах (0,22... 0,4) [1, с. 212].

3.3.4 Приведенный модуль упругости, МПа

$$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2)}, \quad (3.3)$$

где E_1 – модуль упругости материала червяка, МПа (для стали – $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа);

E_2 – модуль упругости материала зубчатого венца червячного колеса, МПа (для бронзы – $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа).

$$E_{np} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^5}{(2,1 \cdot 10^5 + 0,9 \cdot 10^5)} = 1,26 \cdot 10^5 \text{ МПа.}$$

3.3.5 Расчет

$$a_w = 0,625 \cdot \left(\frac{10}{39} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 261,6 \cdot 10^3}{231,75^2 \cdot (10/39)}} = 104,85 \text{ мм.}$$

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

Продолжение прил. Г

Для червячной передачи принято стандартное значение межосевого расстояния по ГОСТ 2144-76:

$$a_w = 125 \text{ мм.}$$

3.4 Модуль, мм

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{q + z_2}, \quad (3.4)$$

$$m = \frac{2 \cdot 125}{10 + 39} = 5,1 \text{ мм.}$$

Для червячной передачи принято стандартное значение модуля по ГОСТ 9563-80:

$$m = 5 \text{ мм.}$$

3.5 Коэффициент смещения

По условию неподрезания ножек и незаострения вершин зубьев значение коэффициента смещения должно быть $-1 \leq x \leq +1$.

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2), \quad (3.5)$$

$$x = \frac{125}{5} - 0,5 \cdot (10 + 39) = 0,5.$$

3.6 Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}, \quad (3.6)$$

$$u_\phi = \frac{39}{2} = 19,5.$$

3.7 Делительные диаметры, мм

а) червяка

$$d_1 = q \cdot m, \quad (3.7)$$

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

Продолжение прил. Г

$$d_1 = 10 \cdot 5 = 50 \text{ мм};$$

б) червячного колеса

$$d_2 = z_2 \cdot m, \quad (3.8)$$

$$d_2 = 39 \cdot 5 = 195 \text{ мм}.$$

3.8 Начальные диаметры, мм

а) червяка

$$d_{w1} = m \cdot (q + 2 \cdot x), \quad (3.9)$$

$$d_{w1} = 5 \cdot (10 + 2 \cdot 0,5) = 55 \text{ мм};$$

б) червячного колеса

$$d_{w2} = m \cdot (z_2 + 2 \cdot x), \quad (3.10)$$

$$d_{w2} = 5 \cdot (39 + 2 \cdot 0,5) = 200 \text{ мм}.$$

3.9 Диаметры окружностей вершин, мм

а) червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m, \quad (3.11)$$

$$d_{a1} = 50 + 2 \cdot 5 = 60 \text{ мм};$$

б) червячного колеса

$$d_{a2} = (z_2 + 2 + 2 \cdot x) \cdot m, \quad (3.12)$$

$$d_{a2} = (39 + 2 + 2 \cdot 0,5) \cdot 5 = 210 \text{ мм}.$$

3.10 Диаметры окружностей впадин, мм

а) червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m, \quad (3.13)$$

$$d_{f1} = 50 - 2,4 \cdot 5 = 38 \text{ мм};$$

б) червячного колеса

$$d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x) \cdot m, \quad (3.14)$$

$$d_{f2} = (39 - 2,4 + 2 \cdot 0,5) \cdot 5 = 188 \text{ мм}.$$

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

Продолжение прил. Г

3.11 Диаметр червячного колеса наибольший, мм

$$d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}, \quad (3.15)$$

$$d_{aM2} = 210 + \frac{6 \cdot 5}{2 + 2} = 217,5 \text{ мм.}$$

3.12 Длина нарезанной части червяка, мм

По условию использования одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса [1, с. 212]

$$b_1' = (11 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m, \quad (3.16)$$

$$b_1' = (11 + 0,1 \cdot 39) \cdot 5 = 74,5 \text{ мм.}$$

Расчетное значение длины нарезанной части червяка необходимо увеличить на 25 мм во избежание влияния искажения профиля на входе и выходе инструмента [1, с. 212]

$$b_1 = b_1' + 25 = 74,5 + 25 = 99,5 \text{ мм.}$$

Окончательно принята стандартная длина нарезанной части червяка по ряду нормальных линейных размеров

$$b_{1\phi} = 100 \text{ мм.}$$

3.13 Ширина червячного колеса, мм

$$b_2 = 0,355 \cdot a_w, \quad (3.17)$$

$$b_2 = 0,355 \cdot 125 = 44,38 \text{ мм.}$$

3.14 Угол подъема винтовой линии, град

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}, \quad (3.18)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{2}{10} = 0,2,$$

$$\gamma = 11,31^\circ.$$

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

Продолжение прил. Г

3.15 Степень точности червячной передачи

3.15.1 Окружная скорость на червяке, м/с

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (3.19)$$
$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 950}{60 \cdot 1000} = 2,49 \text{ м/с.}$$

3.15.2 Окружная скорость червячного колеса, м/с

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (3.20)$$
$$v_2 = \frac{3,14 \cdot 195 \cdot 47,5}{60 \cdot 1000} = 0,48 \text{ м/с.}$$

3.15.3 Скорость скольжения, м/с

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma}, \quad (3.21)$$
$$v_s = \frac{2,49}{\cos 11,31} = 2,54 \text{ м/с.}$$

3.15.4 Уточнение допускаемых напряжений

Материал зубчатого венца червячного колеса БрА9Ж4 сохраняем, а величину допускаемых напряжений требуется уточнить

$$\sigma_{HP} = 300 - 25 \cdot v_s; \quad (3.22)$$

$$\sigma_{HP} = 300 - 25 \cdot 2,54 = 236,5 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{FP} = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B \quad (3.23)$$

$$\sigma_{FP} = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 400 = 82 \text{ МПа.}$$

3.15.5 Степень точности

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

Продолжение прил. Г

Учитывая скорость скольжения $v_s = 2,54$ м/с, по ГОСТ 3675-81 назначается 8-я степень точности червячной передачи [1, с. 214].

3.16 Силы в червячном зацеплении, Н

3.16.1 Окружная сила червяка (осевая сила червячного колеса), Н

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}, \quad (3.24)$$

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot 17,6 \cdot 1000}{50} = 704 \text{ Н.}$$

3.16.2 Окружная сила червячного колеса (осевая сила червяка), Н

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}, \quad (3.25)$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot 261,6 \cdot 1000}{195} = 2683,08 \text{ Н.}$$

3.16.3 Радиальная сила, Н

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (3.26)$$

где α_w – угол зацепления, град ($\alpha_w = 20^\circ$).

$$F_r = 2683,08 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 976,56 \text{ Н.}$$

3.17 Проверка прочности зубьев червячного колеса по контактным напряжениям

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot K_H \cdot \cos^2 \gamma}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin 2\alpha_w}} \leq \sigma_{HP}, \quad (3.27)$$

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

Продолжение прил. Г

где K_H – коэффициент нагрузки;

δ – угол охвата червяка колесом ($2\delta \approx 100^\circ \approx 0,8727 \text{ рад}$);

ε_α – торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса;

ξ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге охвата ($\xi = 0,75$).

3.17.1 Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (3.28)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки;

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки.

3.17.1.1 Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 \cdot (1 - X), \quad (3.29)$$

где Θ – коэффициент деформации червяка

($\Theta = 86$, [1, с. 222]);

X – коэффициент режима работы передачи

($X = 0,5$, [1, с. 222]).

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{39}{86} \right)^3 \cdot (1 - 0,5) = 1,05.$$

3.17.1.2 Коэффициент динамической нагрузки

Учитывая, что скорость скольжения

$$v_s = 2,54 \text{ м/с} < 3 \text{ м/с},$$

назначен коэффициент динамической нагрузки [1, с. 221]

$$K_{HV} = 1.$$

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

Продолжение прил. Г

3.17.1.3 Расчет

$$K_H = 1,05 \cdot 1 = 1,05.$$

3.17.2 Торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03 \cdot z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 \cdot z_2 + 2,9}{2,95}, \quad (3.30)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03 \cdot 39^2 + 39 + 1} - 0,17 \cdot 39 + 2,9}{2,95} = 1,87.$$

3.17.3 Расчет

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 261,6 \cdot 10^3 \cdot 1,05 \cdot \cos^2 11,31}{195^2 \cdot 50 \cdot 0,8727 \cdot 1,87 \cdot 0,75 \cdot 0,64}} = 176,39 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H = 176,39 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 236,5 \text{ МПа.}$$

Условие контактной прочности выполнено.

3.18 Проверка прочности зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{0,74 \cdot Y_F \cdot F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n} \leq \sigma_{FP}, \quad (3.31)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба;

F_{t2} – окружная сила, Н;

K_F – коэффициент нагрузки при изгибе.

3.18.1 Коэффициент формы зуба

3.18.1.1 Нормальный модуль, мм

$$m_n = m \cdot \cos \gamma, \quad (3.32)$$

$$m_n = 5 \cdot \cos 11,31 = 4,9 \text{ мм.}$$

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)

Продолжение прил. Г

3.18.1.2 Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}, \quad (3.33)$$

$$z_{v2} = \frac{39}{\cos^3 11,31} \approx 41.$$

3.18.1.3 Коэффициент формы зуба

Согласно рекомендации [1, с. 221]

$$Y_F = 1,55.$$

3.18.2 Коэффициент нагрузки при изгибе

$$K_F = K_H = 1,05.$$

3.18.3 Расчет

$$\sigma_F = \frac{0,74 \cdot 1,55 \cdot 2683,08 \cdot 1,05}{44,38 \cdot 4,9} = 14,86 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = 14,86 \text{ МПа} < \sigma_{FR} = 82 \text{ МПа}.$$

Условие изгибной прочности выполнено.

3.19 КПД червячной передачи

$$\eta_{чп} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (3.34)$$

где ρ – угол трения, град ($\rho = 2,28^\circ$, [1, с. 216]).

$$\eta_{чп} = \frac{\operatorname{tg} 11,31}{\operatorname{tg}(11,31 + 2,28)} = 0,83.$$

Ранее было принято $\eta_{чп} = 0,75$. Полученное отклонение 9,64% считаем допустимым и не производим уточняющего расчета на прочность.

Основная надпись по ГОСТ 2.104-68 (форма 2а)