

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ
Методические указания по проектированию

Методические указания предназначены для использования в учебном процессе студентами заочной, очной и очно-заочной формы обучения.

Червячная передача состоит из червяка, т.е. винта с трапецеидальной или близкой к ней резьбой, и червячного колеса. Она применяется в тех случаях, когда оси ведущего и ведомого валов перекрещиваются (обычно под прямым углом). Ведущим чаще является червяк, т.е. передача используется как понижающая.

Червячные передачи в зависимости от вида применяемого в них червяка делятся на цилиндрические и глобоидные. Цилиндрическая червячная передача (червячная передача) выполняется с червяком, у которого делительная и начальная поверхности – цилиндрические. Глобоидная червячная передача (глобоидная передача) – передача, у которой делительная поверхность червяка образована вращением вокруг оси червяка вогнутого отрезка дуги делительной окружности парного червячного колеса, лежащей в плоскости его торцового сечения, содержащей межосевую линию червячной передачи, делящую отрезок дуги окружности пополам, а делительная поверхность червячного колеса – цилиндрическая.

Глобоидная передача имеет несущую способность примерно в 2-3 раза выше червячной при одинаковых габаритах. При этом она в большинстве случаев нуждается в искусственном охлаждении из-за малой поверхности охлаждения корпуса, характеризуется высокой чувствительностью к точности сборки передачи, имеет более сложную технологию изготовления. Поэтому глобоидные передачи применяются значительно реже червячных.

В *цилиндрических червячных передачах* применяют червяки с линейчатыми и нелинейчатыми боковыми поверхностями витков.

Боковые поверхности линейчатых червяков являются следом прямой линии, совершающей винтовое движение постоянного шага.

Если прямая проходит через ось червяка, то он называется архимедовым (ZA), у него торцовое сечение очерчено спиралью Архимеда, а боковые поверхности витков червяка в осевом сечении – прямыми линиями с углом профиля $\alpha_x = 20^\circ$ (рис.1).

При прямолинейных боковых поверхностях витков сечением плоскостью, перпендикулярной к впадине или витку, червяк называется конволютным (ZN1 или ZN2). У этих червяков виток имеет прямолинейные очертания профиля с углом $\alpha_{нт} = 20^\circ$ у ZN1 и $\alpha_{нс} = 20^\circ$ у ZN2 (см. рис.1), а теоретический торцовый профиль витка у них очерчивается удлинённой или укороченной эвольвентой.

Существенным недостатком архимедовых и конволютных червяков является необходимость шлифования их кругом, очерченным сложной кривой в осевом сечении. На практике для шлифования их используют конические шлифовальные круги, в результате чего получаются червяки, близкие к архимедову или конволютному соответственно, но поверхность их витков не будет линейчатой.

Линейчатую винтовую поверхность имеют эвольвентные червяки (ZI), теоретический торцовый профиль витков которых является эвольвентой окружности, а сечение плоскостью, касательной к основному цилиндру червяка, имеет прямолинейные очертания с углом профиля $\alpha_n = 20^\circ$ (см. рис.1).

Эвольвентные червяки можно шлифовать плоской стороной шлифовального круга на специальных станках.

Архимедов червяк находит широкое применение, как наиболее близкий к обычному винту с трапецидальной резьбой. Его обычно используют нешлифованным.

Конволютные червяки обладают некоторыми технологическими преимуществами перед архимедовыми. При точении резьбы двусторонним резцом и при нарезании зубьев колеса летучим резцом по обеим боковым граням получаются одинаковые углы резания.

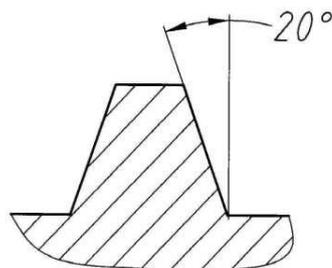


Рис.1. Профиль витка червяка

Нелинейчатые цилиндрические червяки, образованные конусом и шлифуемые конусными кругами:

ZK – червяк, у которого главная поверхность витка является огибающей производящего конуса при его винтовом движении относительно червяка с осью винтового движения, совпадающей с осью червяка.

ZK1 – червяк, ось которого скрещивается с осью производящего конуса под углом, равным делительному углу подъема линии витка червяка.

ZK2 – червяк, образованный производящим конусом, выполненным в виде пальцевого инструмента, где ось червяка пересекается с осью производящего конуса под прямым углом.

ZK3 – червяк, образованный производящим конусом, выполненным в виде чашечного инструмента, где ось червяка пересекается с осью производящего конуса под прямым углом.

ZK4 – червяк, образованный производящим конусом, выполненным в виде кольцевого инструмента, где ось червяка пересекается с осью производящего конуса под углом, равным делительному углу подъема линии витка червяка.

Проектировочный расчёт передачи

Критерии работоспособности. Работа червячной передачи характеризуется большими скоростями скольжения и неблагоприятными условиями гидродинамической смазки. Поэтому основными причинами выхода передачи из строя являются поверхностные разрушения – схватывание и износ зубьев.

Схватывание особо опасно при изготовлении червячных колёс из твёрдых материалов: твёрдых бронз и чугуна. При этом схватывание происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхности зубьев и последующим быстрым их износом приварившимися к червяку частицами материала колеса. При мягких материалах колёс (бронза) схватывание наблюдается в виде “намазывания” бронзы на виток червяка.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев колеса наблюдается при изготовлении червячных колёс из стойких против заедания бронз.

Срок службы большинства червячных передач ограничивается износом, который увеличивается при неточном монтаже передачи, при загрязнённой или неправильно выбранной смазке, при повышенной шероховатости червяка и при частых пусках передачи, во время которых ухудшены условия смазки. Износ зубьев червячного колеса приводит к их поломке.

Ввиду сложности создания расчёта, базирующегося на точных теоретических предпосылках, червячные передачи рассчитывают, как и зубчатые, на контактную выносливость поверхностей зубьев и на выносливость при изгибе зубьев.

В большинстве случаев последний расчёт не определяет размеры передачи и поэтому его применяют в качестве проверочного. Допускаемые напряжения для расчётов передачи определяют с учётом износа и заедания на основании данных опытов и эксплуатации передач.

Исходные данные. Для расчёта червячной передачи необходимо знать крутящий момент на валу червячного колеса T_2 , частоту вращения вала червяка n_1 , передаточное число U , режим работы передачи (характер передаваемой нагрузки) и ресурс привода. Эти данные либо полностью оговариваются заданием на проектирование, либо определяются предварительным расчётом привода. Нагрузка, с которой работает передача, может быть постоянной или переменной во времени. Переменная нагрузка может быть задана в виде циклограммы (рис. 2).

Материалы и допускаемые напряжения. Несмотря на то, что размеры червячной передачи определяются прочностными характеристиками материала червячного колеса, выбор марки стали для изготовления червяка оказывает существенное влияние на долговечность передачи. В силовых передачах червяки выполняют из термически обработанных до высокой твёрдости сталей. Наилучшую стойкость передач обеспечивают червяки из цементуемых сталей (20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ, 15ХФ), имеющие твёрдость после закалки HRCэ 56 – 63. Широко применяют среднеуглеродистые стали (45, 40Х, 40ХН, 35ХГС) с поверхностной или объёмной закалкой червяка до твёрдости HRCэ 45 – 55. При этом необходимы шлифование и полирование червяка, что возможно при

эвольвентном и нелинейчатых червяках. Применяют также полируемые червяки из азотируемых сталей (38Х2МЮА, 38Х2Ю и др.), не требующих шлифования.

Из-за отсутствия оборудования для шлифования червяков вместо закалённых применяют улучшенные архимедовы и конволютные червяки. Такие червяки из-за повышенных потерь на трение и пониженной несущей способности передачи не рекомендуется применять при мощности передачи свыше 1 кВт.

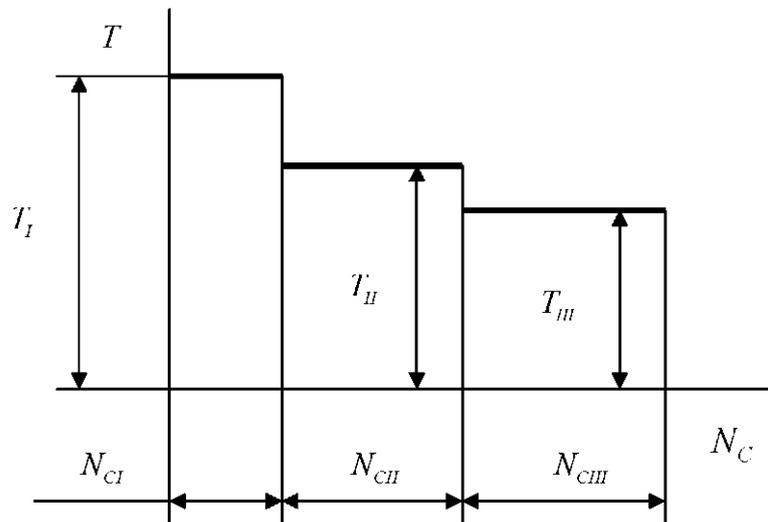


Рис.2. Циклограмма нагружения передачи:

$T_I, T_{II}, T_{III} \dots$ – крутящие моменты на валу червячного колеса;

$N_{CI}, N_{CII}, N_{CIII} \dots$ – число циклов нагружения, в течение которого действует соответствующий крутящий момент.

Червяк и червячное колесо должны образовывать антифрикционную пару. Поэтому при стальном червяке червячное колесо выполняют из бронзы или серого чугуна. Наиболее высокими антифрикционными качествами обладают высокооловянистые бронзы (ГОСТ 613-79), отличительной чертой которых является невысокая прочность. Безоловянистые бронзы (ГОСТ 493-79) хуже сопротивляются заеданию, поэтому применяются при скорости скольжения до 5 м/с. При этом червяк должен обязательно иметь твёрдость не ниже HRC_Э 45. Характеристика применяемых марок бронз приведена в табл.1. Серые чугуны для изготовления червячных колёс применяют при скорости скольжения до 2 м/с, как правило, в малонагруженных передачах.

Допускаемые напряжения для расчёта червячной передачи на контактную выносливость σ_{HP} в МПа определяют:

а) при изготовлении червячного колеса из безоловянистой бронзы по формуле

$$\sigma_{HP} = 300 - 25 \cdot V_{СК}, \quad (1)$$

где $V_{СК}$ – скорость скольжения, м/с, значение которой при проектном расчёте можно определить по формуле

$$V_{СК} \approx \frac{4,5 \cdot n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}.$$

Здесь n_1 – частота вращения червяка, об/мин;

T_2 – расчётный крутящий момент на валу червячного колеса, Нм. При переменной нагрузке на передачу за расчётный принимается наибольший из длительно действующих крутящих моментов;

б) при изготовлении червячного колеса из оловянистой бронзы по формуле

$$\sigma_{HP} = K \cdot K_V \cdot \sigma_B \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \quad (2)$$

где σ_B – временное сопротивление бронзы, МПа (см. табл.1);

$K = 0,75 - 0,90$ - коэффициент пропорциональности. Большие значения коэффициента принимаются при закалённых, шлифованных и полированных червяках.

K_V – коэффициент, учитывающий интенсивность износа зубьев колеса. Его значения принимаются в зависимости от скорости скольжения по табл. 2.

N_{HE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений при расчёте на контактную выносливость:

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_2} \right)^4 \cdot \left(\frac{N_{ci}}{N_{\Sigma}} \right)$$

Здесь T_i и N_{ci} – крутящий момент, Нм и число циклов нагружения, в течение которого действует этот момент;

N_{Σ} – суммарное число циклов перемен напряжений в зубе червячного колеса:

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h$$

Здесь n_2 – частота вращения червячного колеса, об/мин;

L_h – ресурс передачи, ч.

Допускаемые напряжения при расчёте передачи на выносливость при изгибе зубьев для бронзовых червячных колёс определяют по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_F}{1,75} \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$$

где σ_F – предел изгибной выносливости материала червячного колеса. При расчёте нереверсивных передач принимают $\sigma_F = 0,2 \cdot \sigma_B$ для оловянистых бронз и $\sigma_F = 0,3 \cdot \sigma_B$ для безоловянистых бронз, при расчёте передач реверсивных $\sigma_F = 0,1 \cdot \sigma_B$;

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений при расчёте на изгибную выносливость:

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_2} \right)^9 \cdot \frac{N_{CI}}{N_{\Sigma}}$$

Таблица 1

Марка бронзы	Способ литья	Временное сопротивление σ_B , МПа	Предельная скорость скольжения $V_{СК}$, м/с
Бр О10Ф1	К	245	25
	П	215,5	
Бр О6Ц6С3	К	176,2	12
	П	147	
Бр О5Ц5С3	К	176,2	
	П	147	
Бр А9Ж3Л	К	490	5
	П	392	
Бр А10Ж3Мц2	К	490	
	П	392	
Бр А10Ж4Н4Л	К и П	587	

К- литьё в кокиль (металлическую форму),
 П- литьё в песчаную форму.

Таблица 2

$V_{СК}$, м/с	до 1	2	3	4	5	6	7	8 и более
K_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Число витков червяка. Червяки червячных передач выполняют одновитковыми, двухвитковыми или четырёхвитковыми. Увеличение числа витков червяка повышает коэффициент полезного действия передачи и вместе с тем при постоянном передаточном числе передачи увеличивает число зубьев червячного колеса, что приводит к увеличению габаритов червячного колеса и всей передачи. С учётом изложенных соображений число витков червяка Z_1 выбирают в зависимости от передаточного числа U

U	св. 8 до 14	св. 14 до 30	св. 30
Z_1	4	2	1

Число зубьев червячного колеса определяется умножением числа витков червяка на передаточное число передачи $Z_2^1 = Z_1 \cdot U$, которое округляется до ближайшего целого значения Z_2 , после чего уточняется передаточное число передачи

$$U = Z_2 / Z_1.$$

При этом для силовых передач минимальное число зубьев червячного колеса принимают равным 26 (при эвольвентном червяке – 17), максимальное 125. Оптимальным считается $Z_2 = 32 - 63$ (80).

Осевой модуль m и коэффициент диаметра червяка q . В отличие от зубчатых передач геометрия червячных передач характеризуется двумя, связанными между собой параметрами: осевым модулем и коэффициентом диаметра червяка, числовые значения каждого из которых регламентирует ГОСТ 19672-74.

Кроме того, ГОСТ 2144-76 определяет строгое взаимное соотношение числовых значений названных параметров. Это обусловлено тем, что червячное колесо нарезается фрезой, являющейся по своим размерам точной копией червяка. С целью ограничения числа типоразмеров фрез установлена следующая связь между осевым модулем и коэффициентом диаметра червяка (табл. 3).

Таблица 3

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

При одном и том же значении осевого модуля уменьшение коэффициента диаметра червяка позволяет повысить коэффициент полезного действия передачи. Вместе с тем уменьшение значения коэффициента диаметра червяка приводит к уменьшению его диаметра и, как следствие, к снижению изгибной жёсткости червяка.

Значение коэффициента диаметра червяка по условию обеспечения достаточной его изгибной жёсткости определяется как

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

Полученное значение коэффициента диаметра червяка округляется до ближайшего большего стандартного значения по табл. 3 и расчётом передачи на контактную выносливость определяется осевой модуль передачи.

Проектировочный расчёт передачи на контактную выносливость сводится к определению осевого модуля передачи по формуле

$$m \geq \sqrt[3]{\left(\frac{15274}{Z_2 \cdot \sigma_{\text{HP}}}\right)^2 \frac{T_2 \cdot K_{\text{II}}}{q}},$$

где T_2 – номинальное значение крутящего момента на валу червячного колеса, Нм;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа;

Z_2 – принятое число зубьев червячного колеса;

q – принятое стандартное значение коэффициента диаметра червяка;

K_{II} – коэффициент нагрузки.

Коэффициент нагрузки применительно к червячным передачам определяется произведением коэффициента концентрации нагрузки K_β и коэффициента динамичности нагрузки K_d :

$$K_{II} = K_\beta \cdot K_d.$$

Концентрация нагрузки по длине зубьев червячного колеса вызывается в основном деформациями червяка из-за значительного расстояния между его опорами и малого его диаметра, обусловленного стремлением избежать повышенных потерь на трение.

Под действием радиального и осевого усилий зацепления червяк прогибается в плоскости среднего сечения колеса, а под действием окружного усилия – в плоскости, к ней перпендикулярной. Вследствие смещения червяка относительно колеса правильное прилегание витков червяка и зубьев колеса нарушается.

Прогиб червяка приводит к увеличению действительного межосевого расстояния передачи и к увеличению его начального диаметра, угол подъёма витков на котором становится меньше угла наклона зубьев колеса.

Так как расстояние между опорами червяка пропорционально диаметру колеса, т.е. числу его зубьев, а жёсткость червяка его основным параметрам: числу витков и коэффициенту диаметра, то полагают, что концентрация нагрузки может быть оценена отношением $(Z_2/\theta)^3$. Здесь θ – коэффициент пропорциональности, зависящий от параметров червяка и выбираемый по табл. 4.

Зубья червячного колеса обладают способностью прирабатываться. При эксплуатации передачи в условиях постоянной нагрузки происходит полная приработка, и концентрация нагрузки отсутствует. Если передача работает при переменной нагрузке, то из-за переменной деформации червяка происходит частичная приработка. Можно полагать, что при действии некоторого среднего по времени крутящего момента концентрация нагрузки отсутствует. При действии момента, отличного от среднего значения, будет возникать неравномерность нагрузки тем большая, чем больше разнятся эти моменты.

Таблица 4

Z_1	Значения θ при q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
4	47	70	98	122	137	157

С учётом изложенного коэффициент концентрации нагрузки определяют по формуле

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - t_p),$$

где t_p – отношение среднего взвешенного момента к расчётному:

$$t_p = \sum \left(\frac{T_i}{T_2} \cdot \frac{N_{ci}}{N_\Sigma} \right).$$

При постоянной нагрузке $t_p=1$, следовательно, и $K_\beta = 1$.

Коэффициент динамичности нагрузки K_d определяется качеством изготовления передачи и окружной скоростью колеса V_2 . При $V_2 < 3$ м/с $K_d = 1$ при любой степени точности передачи, при V_2 от 3 до 8 м/с $K_d = 1,1 - 1,3$ при 7 и 8 степени точности передачи.

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, $K_d = 1$.

При выполнении проектировочного расчёта можно принимать коэффициент динамичности нагрузки $K_d^1 = 1$ и коэффициент концентрации нагрузки $K_\beta^1 = 0,5(K_\beta^0 + 1)$, где K_β^0 – начальный коэффициент концентрации нагрузки. Ориентировочные значения этого коэффициента определяют по графику рис. 3.

Расчётное значение осевого модуля округляют до ближайшего большего стандартного значения по табл. 3, уточняя при этом соответствует ли этому модулю принятое ранее значение коэффициента диаметра червяка.

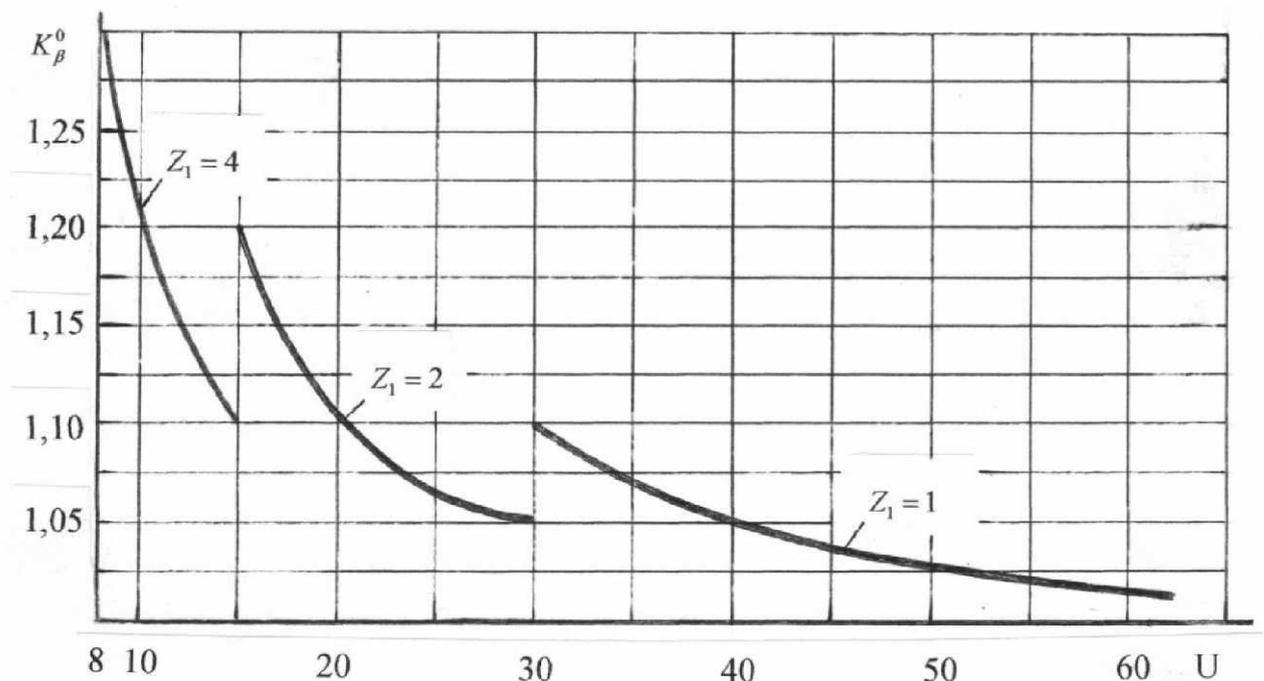


Рис.3. Ориентировочное значение начального коэффициента нагрузки K_β^0

Расчёт геометрии передачи

Наименования параметров, приводимых на рабочих чертежах червяков и червячных колёс, а также межосевое расстояние червячной передачи выделены ниже полужирным шрифтом.

Межосевое расстояние делительное определяется по формуле

$$a = 0,5 \times m (Z_2 + q),$$

и сравнивается со стандартными значениями межосевого расстояния, при отсутствии в стандартном ряду такого значения принимается для изготовления передачи ближайшее к делительному **стандартное межосевое расстояние** a_w :

$a_w = 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400$ мм,

после чего определяется **коэффициент смещения червяка**

$$X = \frac{a_w}{m} - 0,5(Z_2 + q).$$

Коэффициент смещения червяка рекомендуется принимать в пределах

$$1 \geq X \geq -1.$$

Параметры червяка

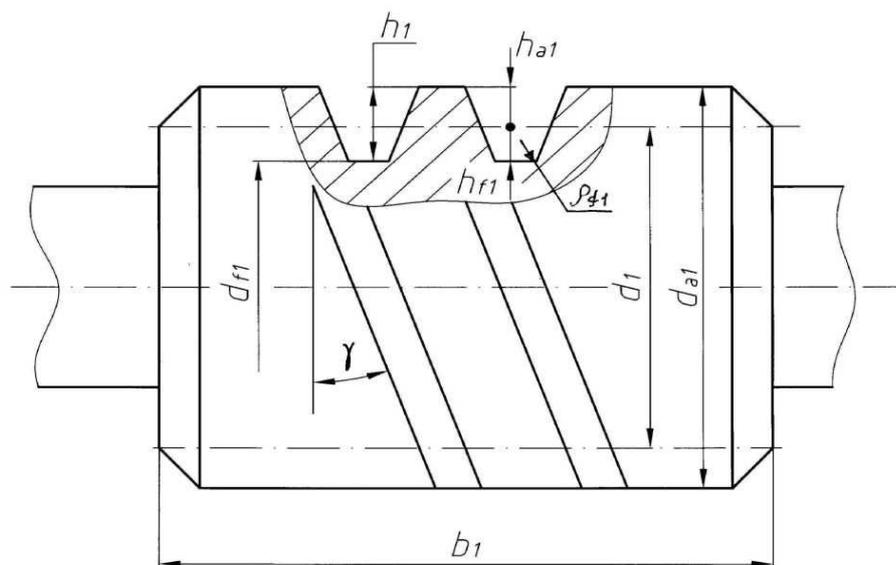


Рис. 4. Геометрические параметры червяка

Делительный диаметр червяка $d_1 = m \cdot q$;

начальный диаметр червяка $d_{w1} = (q + 2X) \cdot m$;

делительный угол подъёма витка $\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q}$;

начальный угол подъёма витка $\gamma_w = \arctg \frac{Z_1 m}{d_{w1}}$;

для эвольвентного червяка определяют **основной угол подъёма витка**

$$\gamma_b = \arccos(\cos\alpha_n \cdot \cos\gamma);$$

и основной диаметр червяка $d_b = \frac{Z_1 \cdot m}{\operatorname{tg}\gamma};$

высота витка червяка $h_1 = h^* \cdot m;$

высота головки витка червяка $h_{a1} = h_a^* \cdot m;$

диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2h_a^* \cdot m;$

радиус кривизны переходной кривой червяка $\rho_{f1} = \rho_f^* \cdot m.$

В последних формулах h^* – коэффициент высоты витка, h_a^* – коэффициент высоты головки витка, ρ_f^* – коэффициент радиуса кривизны переходной кривой.

При исходном червяке по ГОСТ 19036-94 $h_a^* = 1$, $h^* = 2,2$, $\rho_f^* = 0,3$,
для эвольвентных червяков $h^* = 2 + 0,2 \cdot \cos\gamma$.

Длина нарезанной части червяка определяется по формулам табл. 5.

Таблица 5

X	Расчётные формулы при Z_1	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1) \cdot m$	
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06Z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09Z_2) \cdot m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06Z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09Z_2) \cdot m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1Z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1Z_2) \cdot m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1Z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (13 + 0,1Z_2) \cdot m$

Примечания: 1. При промежуточном значении X длину b_1 вычисляют по ближайшему значению X, которое даёт большее значение b_1 .

2. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков полученную по формулам длину b_1 следует увеличить:

на 25 мм при модуле $m < 10$ мм;
на 35- 40 мм при модуле $m = 10 - 16$ мм;
на 50 мм при модуле $m > 16$ мм.

Параметры червячного колеса

Делительный диаметр $d_2 = Z_2 \cdot m;$

диаметр вершин зубьев червячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + X) \cdot m;$$

наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{Z_1 + 2};$$

радиус горлового сечения

$$R = \frac{q - 2}{2} m.$$

ширину венца червячного колеса b_2 рекомендуется принимать:

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} \text{ при } Z_1 < 3; \quad b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1} \text{ при } Z_1 = 4.$$

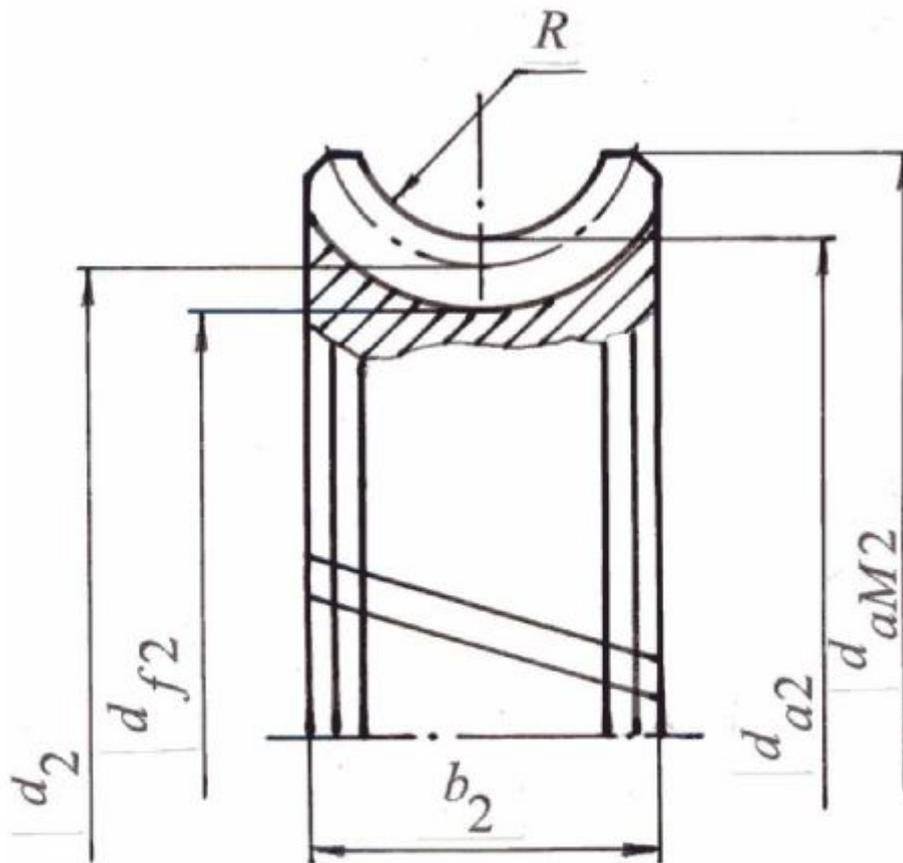


Рис. 5. Геометрические параметры червячного колеса

Проверочный расчёт передачи

Червячная передача подвергается проверочному расчёту на контактную выносливость и выносливость по изгибу зубьев червячного колеса.

Расчёт на контактную выносливость проводится по формуле

$$\sigma_H = \frac{5400}{Z_2/q} \sqrt{\left(\frac{Z_2/q + 1}{a_w}\right)^3} T_2 \cdot K_H \leq \sigma_{HP}.$$

Здесь σ_{HP} – уточнённое значение допускаемых напряжений на контактную выносливость.

Для уточнения значения допускаемого напряжения σ_{HP} определяется скорость скольжения в м/с по формуле

$$V_{ск} = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{6 \cdot 10^4 \cdot \cos \gamma_w}.$$

Затем по табл. 2 выбирается значение коэффициента K_v и по формулам (1) или (2) определяется новое значение допускаемого напряжения.

Если расчётные напряжения превышают допускаемые не более чем на 5 %, можно считать параметры передачи приемлемыми для использования. В противном случае следует принять больший модуль при том же значении коэффициента диаметра, пересчитать геометрические параметры и провести повторно проверочный расчёт на контактную выносливость.

Если расчётные напряжения меньше допускаемых на 20 % и более, следует подумать об уменьшении размеров передачи.

Расчёт передачи на выносливость при изгибе зубьев червячного колеса проводится по формуле

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{F_{t2} \cdot K_{II}}{b_2 \cdot m \cdot \cos \gamma_w} \leq \sigma_{FP}.$$

Здесь $F_{t2} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2}$ – окружное усилие на червячном колесе, Н;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зубьев червячного колеса. Значения этого коэффициента выбираются по табл. 6 в зависимости от эквивалентного числа зубьев червячного колеса $Z_v = Z_2 / \cos^3 \gamma_w$.

Таблица 6

Z_v	Y_F	Z_v	Y_F	Z_v	Y_F
20	1,98	32	1,71	50	1,64
24	1,88	35	1,64	60	1,40
26	1,86	37	1,61	80	1,34
28	1,80	40	1,55	100	1,30
30	1,76	45	1,48	150	1,27

Коэффициент полезного действия передачи учитывает потери энергии на трение в зацеплении, в подшипниках передачи и потери на перемешивание смазки, в которую окунается червяк или червячное колесо. Потери на перемешивание смазки не превышают 1 % и в силовых передачах, как правило, не учитываются.

Коэффициент полезного действия червячного зацепления определяется по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)}.$$

С учётом потерь энергии в подшипниках передачи коэффициент полезного действия червячной передачи, каждый вал которой смонтирован на подшипниках качения, определяется по формуле

$$\eta_p = 0,98 \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)},$$

где φ – угол трения, значение которого зависит от материала червячного колеса (при стальном червяке), шероховатости рабочих поверхностей витков червяка и принимается в зависимости от скорости скольжения в передаче $V_{СК}$ по табл. 7.

Таблица 7

$V_{СК}, \text{м/с}$	f	φ	$V_{СК}, \text{м/с}$	f	φ
0,01	0,1... 0,12	5°40'...6°50'	2,5	0,030...0,040	1°40'...2°20'
0,1	0,08... 0,09	4°30'...5°10'	3,0	0,028...0,035	1°30'...2°00'
0,25	0,065..0,075	3°40'...4°20'	4,0	0,023...0,030	1°20'...1°40'
0,5	0,055..0,035	3°10'...3°40'	7,0	0,018...0,026	1°00'...1°30'
1,0	0,045..0,055	2°30'...3°10'	10,0	0,016...0,024	0°55'...1°20'
1,5	0,040..0,050	2°20'...2°50'	15,0	0,014...0,020	0°50'...1°10'
2,0	0,035..0,045	2°00'...2°30'			

Примечание. Меньшие значения коэффициента трения f и угла трения φ соответствуют сочетанию червячное колесо из оловянистой бронзы и стальной шлифованный червяк

Усилия червячного зацепления

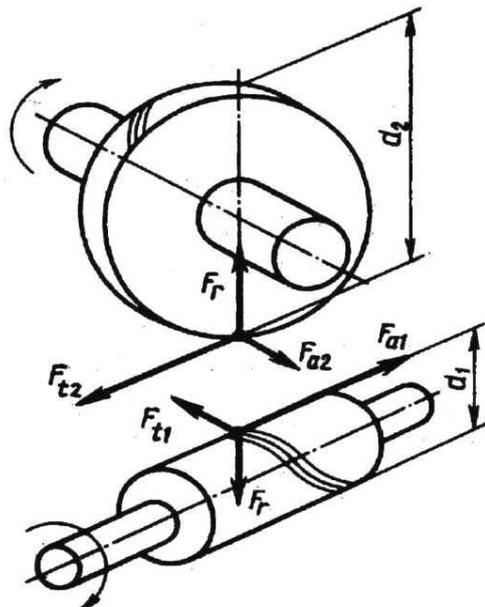


Рис. 6

Величину и направление действующих в червячном зацеплении усилий нужно знать для расчёта валов и подшипников передачи.

Направление действующих в червячном зацеплении усилий показано на рис.6.

Окружное усилие червячного колеса (осевое усилие червяка), H определяется по формуле

$$F_{t2} = F_{x1} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2}.$$

Осевое усилие червячного колеса (окружное усилие червяка), H определяется по формуле

$$F_{x2} = F_{t1} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2000 \cdot T_2}{U \cdot \eta \cdot d_{w1}}.$$

Радиальные усилия червячного колеса и червяка определяются по формуле

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_x.$$

Для эвольвентных и конволютных червяков

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \gamma_w.$$

В последних формулах T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, $H \cdot m$;

d_2 – делительный диаметр червячного колеса, мм;

d_{w1} – начальный диаметр червяка, мм.

Тепловой расчёт

При работе червячной передачи в связи с её низким коэффициентом полезного действия выделяется большое количество тепловой энергии, за счёт которой нагревается (в частности) заливаемое в редуктор масло. С повышением температуры понижается вязкость масла и снижается его защитная способность, что приводит к опасности заедания в передаче.

Тепловой расчёт червячного редуктора проводится в виде проверочного на стадии проектирования редуктора, когда о нём известно всё, включая размеры корпуса. Расчёт сводится к определению температуры масла редуктора t_m ($^{\circ}\text{C}$) при установившемся тепловом состоянии (количество выделяемой тепловой энергии равно количеству отводимой тепловой энергии) и сравнению её с допускаемой температурой применяемого масла.

При установке редуктора без искусственного охлаждения на металлической раме или плите температура масла определяется по формуле

$$t_m = t_0 + \frac{10^3 P_1 \cdot (1 - \eta)}{A \cdot K_T \cdot (1 + \psi)} \leq t_{mp}.$$

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

P_1 – полезная мощность на валу червяка, кВт;

A – поверхность теплоотдачи корпуса редуктора в квадратных метрах, которая включает в себя доступную для окружающего воздуха поверхность

корпуса и 50 % поверхности его рёбер;

K_T – коэффициент теплоотдачи отражением. При охлаждении корпуса редуктора воздухом естественной вентиляции его принимают равным от 9 до 17 Вт/м²·°С. Большие значения принимают при благоприятных условиях циркуляции воздуха.

$\psi \approx 0,25 \dots 0,30$ – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса редуктора в металлическую раму или плиту. При установке редуктора на бетонном или кирпичном фундаменте этот коэффициент принимается равным нулю;

t_{MP} – максимально допустимая температура нагрева залитого в корпус редуктора масла. Обычно $t_{MP} = 90 - 95^\circ\text{C}$.

При неудовлетворительном результате расчёта применяют искусственное охлаждение корпуса редуктора с помощью вентилятора. Для этого устанавливают на свободном конце вала червяка крыльчатку. В этом случае расчёт ведут в предположении, что обдуваемая вентилятором поверхность корпуса редуктора составляет 0,3 А, по формуле

$$t_m = t_0 + \frac{10^3 P_1 \cdot (1 - \eta)}{A \cdot [0,7 \cdot K_T \cdot (1 + \psi) + 0,3 \cdot K_{ТВ}]} \leq t_{MP},$$

где $K_{ТВ}$ – коэффициент теплоотдачи части поверхности корпуса редуктора, обдуваемой вентилятором. Его значения принимаются в зависимости от частоты вращения вала n_B , на котором установлена крыльчатка вентилятора.

$n_B, \text{об/мин}$	750	1000	1500	3000
$K_{ТВ}, \text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$	17	21	29	40

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

Правила выполнения чертежей червяков и червячных колёс

Чертежи червяков и червячных колёс должны быть выполнены в соответствии с требованиями стандартов Единой системы конструкторской документации и ГОСТ 2.406-76.

1. На изображении цилиндрического червяка (см. чертёж приложения 1) должны быть указаны:

диаметр вершин витков d_{a1} ;

длина нарезанной части червяка b_1 ;

данные, определяющие контур нарезанной части червяка, например, линейные или угловые размеры фаски и т.д.;

радиус кривизны переходной кривой витка ρ_{f1} ;

радиус кривизны линии притупления витка ρ_{k1} или размеры фаски;

шероховатость боковых поверхностей витка.

2. На изображении червячного колеса (см. чертёж приложения 2) должны быть указаны:

диаметр вершин зубьев d_{a2} ;

наибольший диаметр d_{aM2} ;

ширина венца b_2 ;

данные, определяющие контур венца колеса, например, размеры фаски или радиус закругления торцовых кромок зубьев, радиус выемки поверхности вершин зубьев колеса и т.д.;

расстояние от базового торца до средней торцовой плоскости колеса;

радиус кривизны переходной кривой зуба ρ_{f2} ;

радиус кривизны линии притупления зуба ρ_{k2} или размеры фаски;

шероховатость боковых поверхностей зубьев.

3. На чертеже червяка и червячного колеса должна быть помещена таблица параметров их венцов. Таблица помещается в правом верхнем углу чертежа на расстоянии 20 мм от верхней обрамляющей линии. Ширина таблицы – 110 мм, правый крайний столбец шириной 35 мм, средний – 10 мм. Ширина строки не менее 7 мм.

4. Таблица параметров венца червяка состоит из трёх частей, которые отделяются друг от друга сплошными основными линиями. В первой части помещаются основные данные, во второй – данные для контроля, в третьей – справочные данные.

5. В первой части таблицы параметров червяка должны быть приведены:

модуль m ;

число витков Z_1 ;

вид червяка – записью по типу ZA , ZI , ZK и т.д.

угол подъёма линии витка: основной γ_b для червяков вида ZI , делительный γ – для червяков остальных видов;

направление линии витка – надписью "Правое" или "Левое";

исходный червяк: стандартный – ссылкой на соответствующий стандарт, нестандартный – указанием его параметров.

степень точности и вид сопряжения по нормам бокового зазора по ГОСТ 3675-81 и обозначение этого стандарта.

6. Во второй части таблицы параметров венца червяка должны быть приведены данные для контроля взаимного положения разноимённых профилей витков по одному из вариантов:

делительная толщина по хорде витка \bar{S}_{a1} и высоты до хорды \bar{h}_{a1} ,

размер червяка по роликам M_1 и диаметр измерительного ролика D .

На чертеже червяка приложения 1 приведены параметры для контроля по первому варианту. Расчёт этих параметров приведён ниже.

7. В третьей части таблицы параметров венца червяка должны быть приведены:

делительный диаметр червяка d_{a1} ;

ход витка p_{z1} ;

обозначение чертежа сопряжённого колеса.

8. Таблица параметров зубчатого венца червячного колеса должна состоять из двух частей, которые должны быть отделены друг от друга сплошными основными линиями.

9. В первой части таблицы параметров зубчатого венца червячного колеса должны быть приведены:

модуль m ;

число зубьев Z_2 ;

направление линии зуба – надписью ”Правое” или ”Левое”;

исходный производящий червяк: стандартный – ссылкой на соответствующий стандарт, нестандартный – указанием параметров;

степень точности и вид сопряжения по нормам бокового зазора по ГОСТ 3675-81 и обозначение этого стандарта.

10. Во второй части таблицы параметров зубчатого венца червячного колеса должны быть приведены:

межосевое расстояние $a_{\text{пр}}$;

делительный диаметр червячного колеса d_2 ;

вид сопряжённого червяка;

число витков сопряжённого червяка Z_1 ;

обозначение чертежа сопряжённого червяка.

Расчёт размеров для контроля взаимного положения профилей витков червяка

Боковой зазор в червячной передаче, в отличие от бокового зазора цилиндрических передач, создают только путём уменьшения толщины витков червяка.

При контроле взаимного положения профилей витков червяка путём измерения делительной толщины по хорде витка определяют:

делительную толщину по хорде витка червяка $\bar{S}_{a1} = 0,5 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \gamma$ и

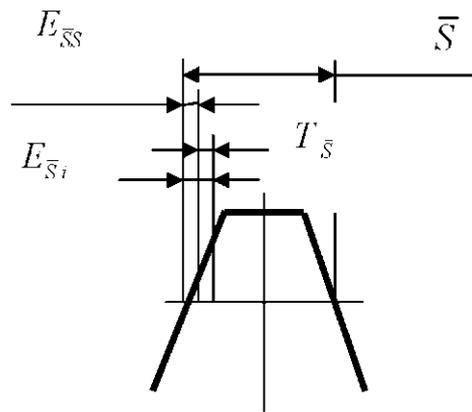
высоту до хорды витка $\bar{h}_{a1} = h_a^* \cdot m + 0,5 \cdot \bar{S}_{a1} \cdot \operatorname{tg}(0,5 \cdot \arcsin \frac{\bar{S}_{a1} \cdot \sin \gamma}{d_1})$.

Делительная толщина по хорде витка червяка \bar{S}_{a1} приводится на чертеже с двумя отрицательными отклонениями $E_{\bar{S}_S}$ и $E_{\bar{S}_I}$.

$E_{\bar{S}_S}$ – наименьшее отклонение толщины витка червяка по хорде;

$E_{\bar{S}_I} = E_{\bar{S}_S} + T_{\bar{S}}$ – наибольшее отклонение толщины витка червяка;

$T_{\bar{S}}$ – допуск на толщину витка червяка по хорде.



Уменьшение толщины витка червяка делается с целью обеспечения передаче необходимого бокового зазора. При изготовлении витка червяка с наименьшим отклонением $E_{\bar{s}s}$ обеспечивается гарантированный боковой зазор в передаче.

Наименьшее отклонение толщины витка червяка определяется как сумма двух слагаемых I и II, выбираемых по табл.18 и 19 ГОСТ 3675-81 соответственно. Допуск на толщину витка червяка по хорде $T_{\bar{s}}$ определяется по табл. 20 ГОСТ 3675-81.

Применительно к приведённому в приложении чертежу червяка:

делительная толщина по хорде витка червяка

$$\bar{s}_{a1} = 0,5 \cdot \pi \cdot 5 \cdot \cos 9,0903^\circ = 7,76 \text{ мм};$$

высота до хорды витка

$$\bar{h}_{a1} = 1 \cdot 5 + 0,5 \cdot 7,76 \cdot \operatorname{tg}\left(0,5 \cdot \arcsin \frac{7,76 \cdot \sin^2 9,0903^\circ}{62,5}\right) = 5,006 \text{ мм}.$$

Слагаемое I наименьшего отклонения толщины витка по табл. 18 ГОСТ 3675-81 при межосевом расстоянии передачи $a_w=160$ мм и виде сопряжения В имеет значение 170 мкм, слагаемое II по табл. 19 при 8 степени точности передачи, модуле 5 мм и межосевом расстоянии передачи 160 мм имеет значение 120 мкм. Таким образом, наименьшее отклонение толщины витка червяка $E_{\bar{s}s} = 170+120 = 290 \text{ мкм} = 0,29 \text{ мм}$.

Допуск на толщину витка червяка по хорде по табл. 20 ГОСТ 3675-81 при допуске на радиальное биение червячного колеса $I_r=80$ мкм (см. табл. 5 ГОСТ 3675-81 при 8 степени точности передачи, модуле 5 мм и делительном диаметре червячного колеса 260 мм) и виде допуска бокового зазора b имеет значение $T_{\bar{s}}=140 \text{ мкм} = 0,14 \text{ мм}$.

Наибольшее отклонение толщины витка червяка $E_{\bar{s}i} = 0,29 + 0,14 = 0,43 \text{ мм}$.

Для измерения толщины витков червяка применяется также метод контроля по роликам. При чётном числе витков червяка применяется два ролика, при нечётном – три.

Диаметр измерительных роликов $D \geq 1,67 \cdot m$.

Рекомендуется принимать величину D равной ближайшему большему значению диаметра ролика по ГОСТ 2475-88.

Размер червяка по роликам $M_1 = d_1 - \frac{\pi \cdot m \cdot \cos \gamma}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} + D \left(\frac{1}{\sin \alpha} + 1 \right)$.

Для червяка ZA $\sin \alpha = \sin 20^\circ \cdot \cos \gamma$, для остальных видов червяков $\alpha = 20^\circ$.

Полученное после измерения отклонение от расчётного размера по роликам δ_M пересчитывают в отклонение толщины витка по формуле

$$E_{\overline{ss}_{np}} = \delta_M \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Пример проектного расчёта одноступенчатого червячного редуктора

Задание. Спроектировать нереверсивный червячный цилиндрический редуктор при следующих исходных данных:

крутящий момент на валу червячного колеса $T_2 = 450$ Нм;

частота вращения червячного колеса $n_2 = 54$ об/мин;

срок службы передачи $L_n = 20000$ ч;

редуктор смонтирован на металлической раме и получает вращение от асинхронного электродвигателя;

температура помещения $t_0 = 20^\circ$;

крутящий момент на валах изменяется по циклограмме, представленной на рис. 7.

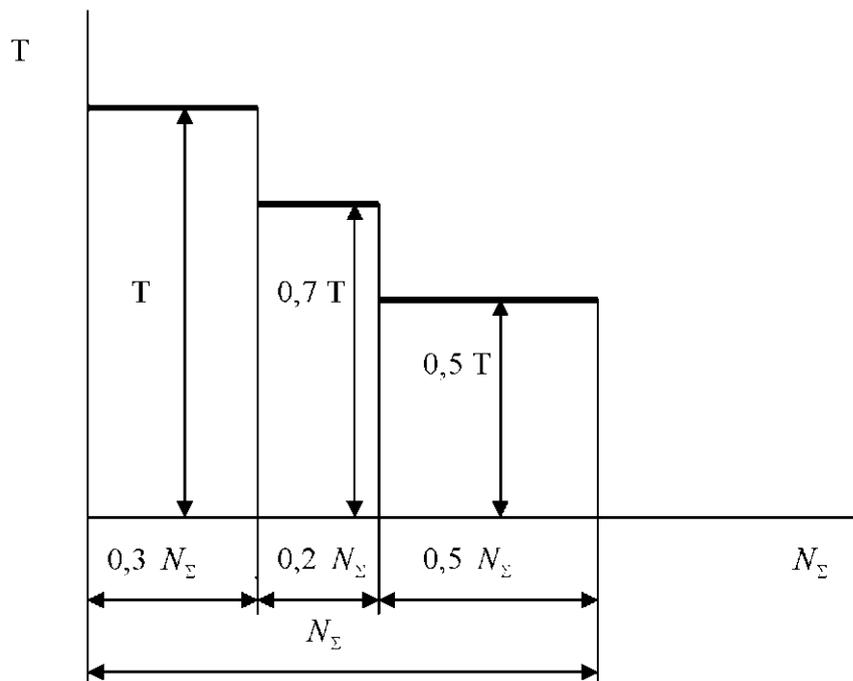


Рис. 7

Расчёт

1. Мощность, необходимая для вращения вала червячного колеса:

$$P_2 = \frac{T_2 \cdot n_2}{9550} = \frac{450 \cdot 54}{9550} = 2,54 \text{ кВт.}$$

2. Выбор электродвигателя.

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

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

n_c , об/мин	3000	1500	1000	750
$U^I = \frac{n_c}{n_2}$	55,6	27,8	18,5	13,9
$\eta^I = 0,95 \left(1 - \frac{U^I}{200} \right)$	0,69	0,82	0,86	0,88

2.2. Мощности, необходимые для вращения вала червяка:

$P_1 = \frac{P_2}{\eta^I}$, кВт	3,68	3,1	2,95	2,89
----------------------------------	------	-----	------	------

2.3. Параметры возможных электродвигателей

Электродвигатель	АИР100S2У3	АИР100L4У3	АИР112МА6У3	АИР112МВ8У3
$P_э$, кВт	4,0	4,0	3,0	3,0
$n_э$, об/мин	2850	1410	950	709
Масса для исполнения ИМ1081, кг	23	29	43	48

2.4. Варианты возможных передаточных чисел U червячной пары, чисел зубьев червячного колеса Z_2 при числе витков червяка Z_1

$U = \frac{n_э}{n_2}$	Z_2 при Z_1		
	1	2	4
52,8	53	--	--
26,1	--	52	--
17,6	--	35	--
13,1	--	--	52

2.5. Наиболее приемлемым из приведённых в таблице считаем вариант с $Z_1 = 2$ при частоте вращения вала электродвигателя 1410 об/мин, который и принимаем для дальнейших расчётов. Вариант с частотой вращения вала электродвигателя 2850 об/мин нежелателен из-за низкого значения КПД червячной пары. Кроме того, червячные передачи не рекомендуется применять при частоте вращения червяка выше 1500 об/мин. В двух последних вариантах (при частотах вращения 950 и 709 об/мин) КПД червячной пары мало отличается от КПД принятого варианта, а электродвигатели существенно тяжелее и дороже электродвигателя принятого варианта.

Параметры принятого к исполнению электродвигателя АИР100L4У3:

мощность на валу электродвигателя $P_3 = 4,0$ кВт;

частота вращения вала электродвигателя $n_3 = 1410$ об/мин;

номинальный крутящий момент на валу электродвигателя

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{4}{1410} = 27,1 \text{ Нм.}$$

3. Передаточное число редуктора

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{52}{2} = 26.$$

4. Частота вращения червячного колеса

$$n_2 = \frac{n_3}{U} = \frac{1410}{26} = 54,23 \text{ об/мин.}$$

$$\text{Погрешность} \frac{54,23 - 54}{54} \cdot 100 = 0,43 \% < 4 \%$$

5. Суммарное число циклов перемен напряжений в зубе червячного колеса

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n_2 \cdot T_h = 60 \cdot 54,23 \cdot 20000 = 6,5 \cdot 10^7.$$

6. Ожидаемое значение скорости скольжения

$$V_{\text{ск}} = \frac{4,5 \times n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2} = \frac{4,5 \times 1410}{10^4} \sqrt[3]{450} = 4,86 \text{ м/с.}$$

7. Проектировочный расчёт передачи.

7.1. Принимая во внимание передаваемую передачей нагрузку и желание получить компактную передачу использованием закалённого червяка, с учётом рекомендаций по использованию профилей витков червяков, принимаем к исполнению цилиндрический червяк с профилем ZK (нелинейчатый).

7.2. Выбор материалов червячной пары.

Червяк. Сталь 18ХГТ цементированная и закалённая до твёрдости HRC_3 56–63. Витки шлифованные и полированные.

Червячное колесо. Размеры червячной пары зависят от значения допускаемых напряжений на контактную выносливость для материала червячного колеса. С целью выбора оптимального материала червячного колеса сравним значения допускаемых напряжений для оловянистой и безоловянистой бронз.

7.3. Допускаемые напряжения.

7.3.1. Допускаемые напряжения для расчёта на контактную выносливость.

Вариант А. Материал червячного колеса бронза Бр О10Ф1. При литье в песчаную форму $\sigma_B = 215,5$ МПа (см. табл.1)

$$\sigma_{HP} = K \cdot K_V \cdot \sigma_B \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}},$$

где N_{HE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \sum \left(\frac{T_i}{T_2} \right)^{N_{ci}} = 6,5 \cdot 10^7 (1 \cdot 0,3 + 0,7 \cdot 0,2 + 0,5 \cdot 0,5) = 4,485 \cdot 10^7;$$

$K = 0,90$ – коэффициент пропорциональности при закалённом, шлифованном и полированном червяке;

$K_V = 0,95$ – коэффициент, учитывающий интенсивность износа при скорости скольжения 5 м/с (см. табл.2).

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot 0,95 \cdot 215,5 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{4,485 \cdot 10^7}} = 153 \text{ МПа.}$$

Вариант Б. Материал червячного колеса бронза Бр А9Ж3Л. При литье в песчаную форму $\sigma_B = 490$ МПа (см. табл.1)

$$\sigma_{HP} = 300 - 25 \cdot V_{CK} = 300 - 25 \cdot 4,86 = 178,5 \text{ МПа.}$$

Учитывая, что ожидаемая скорость скольжения не превышает 5 м/с, для изготовления червячного колеса принимаем менее дорогую бронзу Бр А9Ж3Л.

7.3.2. Допускаемые напряжения для расчёта передачи на выносливость при

изгибе зубьев колеса

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_F}{1,75} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}},$$

где $\sigma_F = 0,3\sigma_B = 0,3 \cdot 490 = 147$ МПа – предел изгибной выносливости бронзы Бр А9Ж3Л;

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений при изгибной выносливости:

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \sum \left(\frac{T_i}{T_2} \right)^9 \cdot \frac{N_{ci}}{N_{\Sigma}} = 6,5 \cdot 10^7 \left[(1)^9 \cdot 0,3 + (0,7)^9 \cdot 0,2 + (0,5)^9 \cdot 0,5 \right] = 2 \cdot 10^7;$$

$$\sigma_{FP} = \frac{147}{1,75} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{2 \cdot 10^7}} = 60 \text{ МПа.}$$

7.4. Ориентировочное значение коэффициента нагрузки

$$K_H^l = K_{\beta}^l \cdot K_{\alpha}^l.$$

$K_{\beta}^l = 1$; $K_{\alpha}^l = 0,5(K_{\beta}^0 + 1) = 0,5(1,07 + 1) = 1,04$ – см. рис. 3;

$$K_H^l = 1 \cdot 1,04 = 1,04.$$

7.5. Значение коэффициента диаметра червяка.

Минимальное значение коэффициента диаметра червяка по условию обеспечения достаточной его изгибной жесткости $q_{\min} = 0,212 \cdot Z_2 = 0,212 \cdot 52 = 11,024$.

Принимаем ближайшее большее стандартное значение $q = 12,5$.

$$7.6. \text{ Осевой модуль } m \geq \sqrt[3]{\left(\frac{15274}{Z_2 \cdot \sigma_{HP}}\right)^2 \frac{T_2 \cdot K_{II}'}{q}} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{15274}{52 \cdot 178,5}\right)^2 \frac{450 \cdot 1,04}{12,5}} \geq$$

$\geq 4,66$ мм.

Принимаем для исполнения стандартное значение осевого модуля $m = 5,0$ мм, замечая, что этому значению модуля соответствует принятое значение $q = 12,5$.

8. Расчёт геометрии передачи.

8.1. Делительное межосевое расстояние

$$a = 0,5 \times m \times (Z_2 + q) = 0,5 \times 5,0 \times (52 + 12,5) = 161,25 \text{ мм.}$$

Принимаем к исполнению стандартное межосевое расстояние $a_w = 160$ мм.

8.2. Коэффициент смещения червяка

$$X = \frac{a_w}{m} - 0,5(Z_2 + q) = \frac{160}{5,0} - 0,5 \cdot (52 + 12,5) = -0,25 > -1.$$

8.3. Параметры червяка.

8.3.1. Делительный диаметр $d_1 = m \cdot q = 5,0 \cdot 12,5 = 62,500$ мм.

8.3.2. Начальный диаметр $d_{w1} = (q + 2X)m = (12,5 - 2 \cdot 0,25) \cdot 5,0 = 60$ мм.

8.3.3. Делительный угол подъёма витка $\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q} = \arctg \frac{2}{12,5} = 9,0903^\circ$.

8.3.4. Начальный угол подъёма витка

$$\gamma_w = \arctg \frac{Z_1 m}{d_{w1}} = \arctg \frac{2 \cdot 5,0}{60} = 9,4623^\circ.$$

8.3.5. Высота витка $h_1 = h^* \cdot m = 2,2 \cdot 5,0 = 11$ мм.

8.3.6. Высота головки витка $h_{a1} = h_a^* \cdot m = 1 \cdot 5,0 = 5$ мм.

8.3.7. Диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m = 62,500 + 2 \cdot 1 \cdot 5,0 = 72,500$ мм.

8.3.8. Радиус кривизны переходной кривой $\rho_{f1} = \rho_f^* \cdot m = 0,3 \cdot 5,0 = 1,5$ мм.

8.3.9. Длина нарезанной части при $Z_1 = 2$ и $X = 0$ (см. примечание к табл.5)

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 52) \cdot 5,0 = 70,6 \text{ мм.}$$

Учитывая необходимость шлифования червяка, принимаем $b_1 = 95$ мм.

9. Параметры червячного колеса.

9.1. Делительный диаметр $d_2 = Z_2 \cdot m = 52 \cdot 5,0 = 260$ мм.

9.2. Диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + X)m = 260 + 2(1 - 0,25) \cdot 5,0 = 267,500 \text{ мм.}$$

9.3. Наибольший диаметр $d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{Z_1 + 2} \leq 267,5 + \frac{6 \cdot 5,0}{2 + 2} \leq 275$ мм.

Принимаем $d_{aM2} = 270$ мм.

9.4. Ширина венца $b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} \leq 0,75 \cdot 72,500 \leq 54,375$ мм.

Принимаем $b_2 = 53$ мм по ГОСТ 6636-69.

9.5. Радиус горлового сечения $R = \frac{q-2}{2} \cdot m = \frac{12,5-2}{2} \cdot 5 = 26,25$ мм.

10. Проверочный расчёт передачи на контактную выносливость.

10.1. Уточнение значения коэффициента нагрузки $K_H = K_\beta \cdot K_\mu$.

$K_\beta = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta}\right)^3 (1 - t_p)$; $t_p = \sum \frac{T_i}{T_2} \cdot \frac{N_{ci}}{N_\Sigma} = 1 \cdot 0,3 + 0,7 \cdot 0,2 + 0,5 \cdot 0,5 = 0,69$; $\theta = 125$ (см. табл.4).

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{52}{125}\right)^3 (1 - 0,69) = 1,02.$$

Окружная скорость на колесе $V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{6 \times 10^4} = \frac{\pi \cdot 260 \cdot 54,23}{6 \times 10^4} = 0,738$ м/с < 3 м/с, следовательно, $K_\mu = 1$. $K_H = 1,02 \cdot 1 = 1,02$.

10.2. Уточнение значения допускаемого напряжения.

Скорость скольжения в зацеплении $V_{ск} = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{6 \cdot 10^4 \cdot \cos \gamma_w} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 1410}{6 \cdot 10^4 \cdot \cos 9,4623^\circ} = 4,49$ м/с.

Уточнённое значение допускаемого напряжения при расчёте на контактную выносливость по формуле (1) $\sigma_{HP} = 300 - 25 \cdot 4,49 = 187$ МПа.

10.3. Расчётное напряжение

$\sigma_H = \frac{5400}{Z_2/q} \sqrt{\left(\frac{Z_2/q+1}{a_w}\right)^3 T_2 \cdot K_H} = \frac{5400}{52/12,5} \sqrt{\left(\frac{52/12,5+1}{160}\right)^3 \cdot 450 \cdot 1,02} = 161$ МПа < 187 МПа.

Расчётное напряжение на рабочих поверхностях зубьев колеса не превышает допускаемого, следовательно, установленные параметры передачи можно принять за окончательные.

11. Коэффициент полезного действия червячного зацепления

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)}.$$

Здесь φ – приведённый коэффициент трения между стальным червяком и колесом. С учётом материала червячного колеса (Бр А9Ж3Л) по табл.7 принимаем $\varphi = 1^\circ 38' = 1,6333^\circ$.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 9,4623^\circ}{\operatorname{tg}(9,4623^\circ + 1,6333^\circ)} = 0,85.$$

Коэффициент полезного действия редуктора с учётом потерь в подшипниках качения, установленных на каждом валу передачи,

$$\eta_p = \eta \cdot 0,99^2 = 0,85 \cdot 0,99^2 = 0,83.$$

12. Уточнённое значение мощности, подводимой к валу червяка:

$$P_1 = P_2 / \eta_p = 2,54 / 0,83 = 3,06$$
 кВт.

13. Силы в зацеплении червячной пары.

Окружная сила на колесе и осевая сила на червяке

$$F_{t2} = F_{x1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 450}{260} = 3461,5 \text{ Н.}$$

Окружная сила на червяке и осевая сила на колесе

$$F_{t1} = F_{x2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{U \cdot \eta \cdot d_{w1}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 450}{26 \cdot 0,85 \cdot 60} = 679 \text{ Н.}$$

Радиальные силы на червяке и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3461,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1259,8 \text{ Н.}$$

14. Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе зубьев

14.1. Эквивалентное число зубьев червячного колеса

$$Z_v = Z_2 / \cos^3 \gamma_w = 52 / \cos^3 9,4623^\circ = 54.$$

14.2. Коэффициент формы зуба червячного колеса $Y_F = 1,43$ (см. табл. 6).

14.3. Напряжения изгиба в зубьях червячного колеса

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_F \frac{F_{t2} \cdot K_H}{b_2 \cdot m \cdot \cos \gamma_w} = 0,7 \cdot 1,43 \frac{3461,5 \cdot 1,02}{53 \cdot 5 \cdot \cos 9,4623^\circ} = 13,5 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение для расчёта передачи на выносливость при изгибе зубьев $\sigma_{FP} = 60$ МПа.

15. Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку.

15.1. Пиковое значение крутящего момента на валу червячного колеса

$$T_{2\text{пик}} = T_2 \cdot \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} \cdot U \cdot \eta_p = 27,1 \cdot 2,2 \cdot 26 \cdot 0,83 = 1286,6 \text{ Нм.}$$

15.2. Пиковое контактное напряжение на рабочих поверхностях зубьев

$$\sigma_{H\text{max}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2\text{пик}}}{T_2}} = 161 \cdot \sqrt{\frac{1286,6}{450}} = 272 \text{ МПа.}$$

15.3. Пиковое напряжение изгиба зубьев червячного колеса

$$\sigma_{F\text{max}} = \sigma_F \frac{T_{2\text{пик}}}{T_2} = 13,5 \cdot \frac{1286,6}{450} = 38,6 \text{ МПа.}$$

16. Проверочный тепловой расчёт редуктора.

Температура нагрева установленного на металлической раме редуктора при естественном охлаждении

$$t_M = \frac{10^3 (1 - \eta_p) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1 + \psi)} + t_0.$$

Принимаем значение коэффициента теплоотдачи $K_T = 10 \text{ Вт/м}^2$, коэффициента, учитывающего отвод тепла от корпуса редуктора в металлическую плиту $\psi = 0,25$. В связи с тем, что в рассматриваемом примере редуктор не проектировался, поверхность охлаждения корпуса редуктора определяем ориентировочно по зависимости $A \approx 20 \cdot a_w^{1,7} = 20 \cdot 0,16^{1,7} = 0,887 \text{ м}^2$. Принимаем для расчёта $A = 0,8 \text{ м}^2$.

$$t_M = \frac{10^3 \cdot (1 - 0,83) \cdot 3,06}{10 \cdot 0,8 \cdot (1 + 0,25)} + 20 = 72^\circ.$$

Допускаемая температура нагрева масла в масляной ванне редуктора $t_{MP} \approx 90^\circ$, следовательно, искусственного охлаждения редуктора не требуется.

ЗАДАНИЕ

Спроектировать червячный редуктор привода конвейера (ленточного или цепного в соответствии с вариантом задания). Крутящий момент на валах привода переменный по времени. Закон его изменения характеризуется циклограммой нагружения (рис.8).

Исходные данные на проектирование выбираются из приведённой ниже таблицы в соответствии с указанным руководителем вариантом задания.

Вариант	F_t , кН	V , м/с	D_6 , мм	P , мм	Z	m	L , час	K_1	K_2	K_3	K_4
1	1,5	0,8	200	---	--	--	14500	0,7	0,5	0,4	0,4
2	5,8	0,9	---	100	12	1	15000	0,9	0,8	0,3	0,5
3	4,0	0,3	400	---	--	--	15000	0,8	0,6	0,2	0,5
4	4,5	0,6	---	125	13	1	15000	0,6	0,4	0,4	0,4
5	3,0	0,9	---	125	12	2	16000	0,9	0,8	0,3	0,5
6	4,2	0,95	400	---	--	--	15500	0,85	0,75	0,35	0,35
7	2,5	0,65	350	---	--	--	11000	0,85	0,6	0,4	0,3
8	3,0	0,8	400	---	--	--	20000	0,7	0,5	0,4	0,2
9	5,0	0,5	400	---	--	--	25000	0,75	0,5	0,35	0,35
10	4,5	0,4	500	---	--	--	22000	0,8	0,7	0,4	0,35
11	3,0	0,9	600	---	--	--	23000	0,95	0,8	0,5	0,3
12	6,0	0,6	---	125	13	1	21000	0,8	0,6	0,4	0,2
13	5,8	0,9	---	100	12	1	20000	0,55	0,4	0,35	0,5
14	4,0	0,5	---	80	11	1	20000	0,9	0,8	0,25	0,6
15	2,5	1,05	---	125	13	2	24000	0,8	0,5	0,4	0,2
16	2,5	0,75	600	---	--	--	20000	0,75	0,65	0,45	0,3
17	3,5	0,4	500	---	--	--	23000	0,8	0,6	0,45	0,2
18	3,0	0,3	---	100	13	2	20000	0,75	0,55	0,5	0,1
19	1,5	0,8	---	100	13	2	21000	0,6	0,55	0,45	0,45
20	3,5	0,75	---	125	12	2	20000	0,9	0,8	0,5	0,25

Пояснения к таблице исходных данных:

F_t - окружное усилие на барабане или на звёздочке;

V - скорость тяговой ленты или тяговой цепи;

D_6 - диаметр барабана;

P – шаг тяговой цепи;

Z – число зубьев тяговой звёздочки;

m – число тяговых звёздочек на валу;

L – ресурс привода;

K_1, K_2, K_3, K_4 - коэффициенты циклограммы нагружения.

Вид конвейера определяется наличием в таблице значений параметров конвейера.

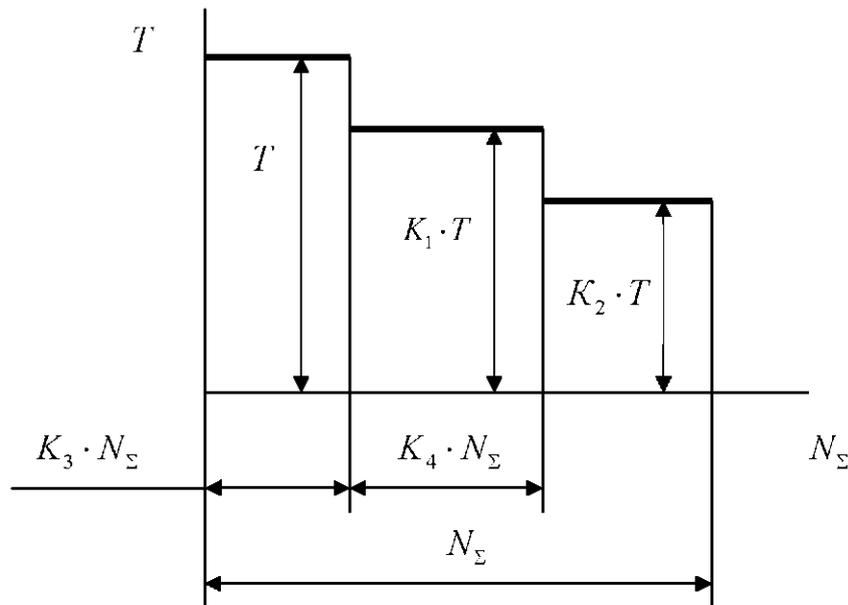


Рис. 8

Библиографический список

1. ГОСТ 18498-89 Передачи червячные. Термины, определения и обозначения. М.: Изд-во стандартов, 1989. – 46 с.

2. ГОСТ 19672-74 Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка. М.: Изд-во стандартов, 1974. – 2 с.

3. ГОСТ 19650-74 Передачи червячные цилиндрические. Расчёт геометрии. М.: Изд-во стандартов, 1989. – 7с.

4. ГОСТ 2.406-76 Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и червячных колёс //Правила выполнения чертежей различных изделий: ЕСКД.- М.,1988.- с. 38-41

5. Производство зубчатых колёс. М.: Машиностроение, 1990. 463 с.

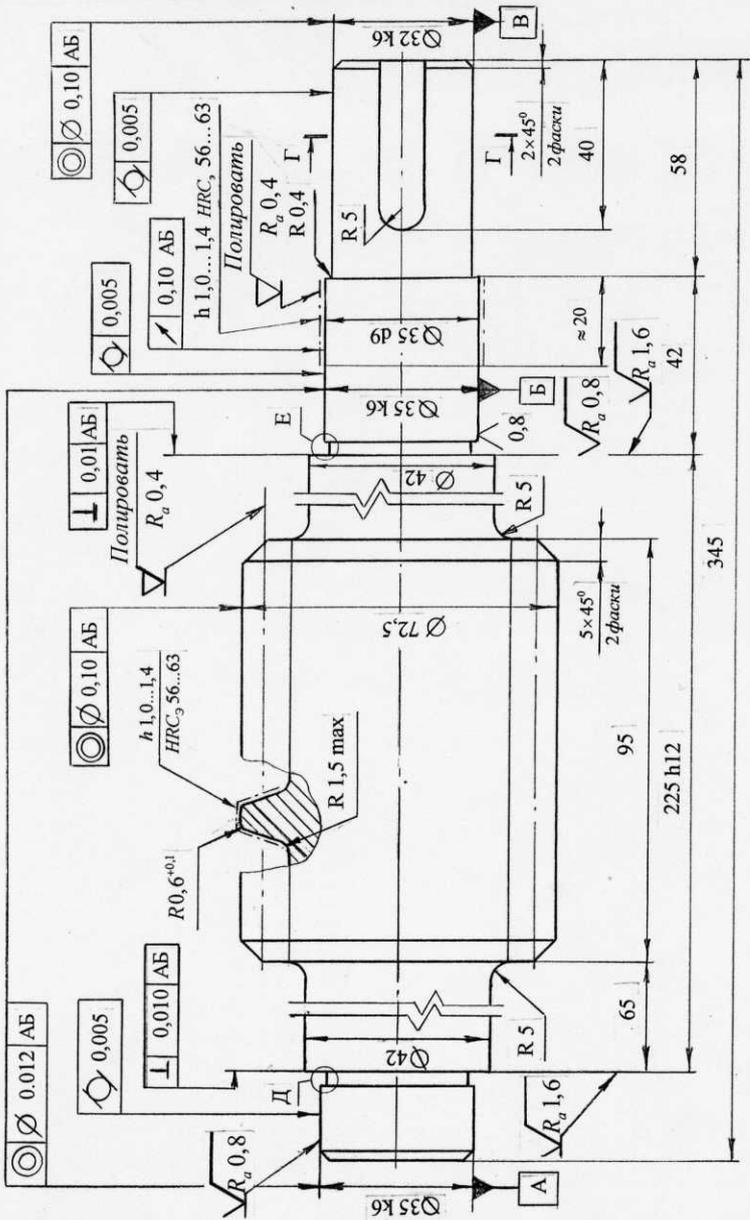
6. Часовников Л.Д. Метод. указания по расчёту червячной передачи. М.: Изд. МВТУ, 1979.

КП-2069889-15-04-01-00-013

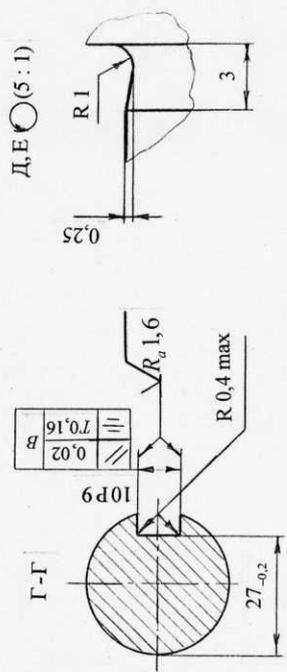
$\sqrt{R_a 6,3}$

Модуль	m	5
Число витков	Z	2
Вид червяка		ZK
Делительный угол подъёма	γ	9°52'5"
Направление линии витка		правое
Исходный червяк		ГОСТ 19036-81
Степень точности		8-B
ГОСТ 3675-81		
Делительная толщина по хорде	\bar{s}_{d1}	7,76 ^{+0,29} _{-0,43}
Высота до хорды	h_{d1}	5,006
Делительный диаметр червяка	d_1	62,5
Ход витка	P_1	31,42
Обозначение чертежа сопряжённого колеса		КП-2069889-15-04-01-01-000С25

Приложение 1

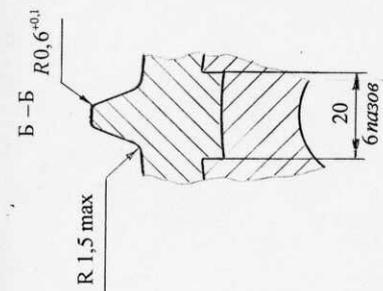
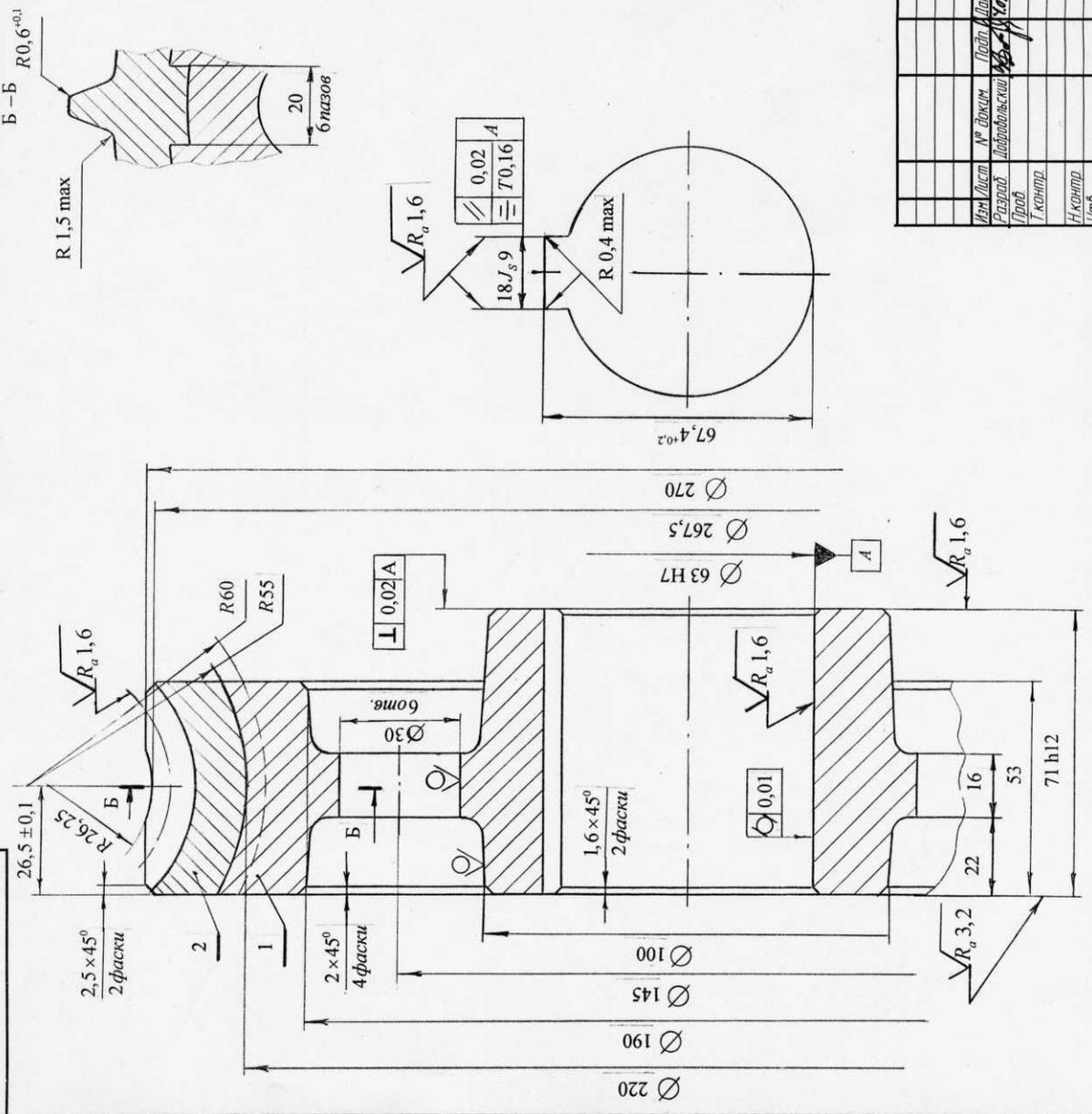


1. HB 230 min.
2. Неуказанные предельные отклонения размеров: IT14 валов h 14, остальных $\pm \frac{1}{2}$.



КП-2069889-15-04-01-00-013		Лист	Масса	Материал
Червяк		4		1:1
Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71		Листов		1
		ОМГТУ		

КП-2069889-15-04-01-01-0000СБ



Модуль	m	5
Число зубьев	Z ₂	52
Направление линии зуба		Правое
Коэффициент смещения червяка	X	-0,25
Исходный производящий червяк		ГОСТ 19039-81
Степень точности ГОСТ 3675-81		8-B
Межосевое расстояние	a _{гр}	160
Делительный диаметр червячного колеса	d ₂	260
Вид сопряжённого червяка		ZK
Число витков сопряжённого червяка	Z ₁	2
Обозначение чертежа сопряжённого червяка		КП-2069889-15-04-01-00-013

$\sqrt{R_a 6,3}$

Приложение 2

- Уклоны формовочные 3°.
- Неуказанные радиусы 5 мм max.
- Неуказанные предельные отклонения:
поверхн. ∇ : валов h 14, остальных $\pm \frac{IT14}{2}$;
поверхн. $\nabla \pm \frac{IT16}{2}$.

КП-2069889-15-04-01-01-0000СБ		Лист	Масса	Масштаб
Колесо червячное		1		1:1
Изм	Лист	№ докум	Год	Дата
Разраб	Доработка	Исполн		
Проб				
Т. контро				
Н. контро				
Умб				
ОМГТУ				