

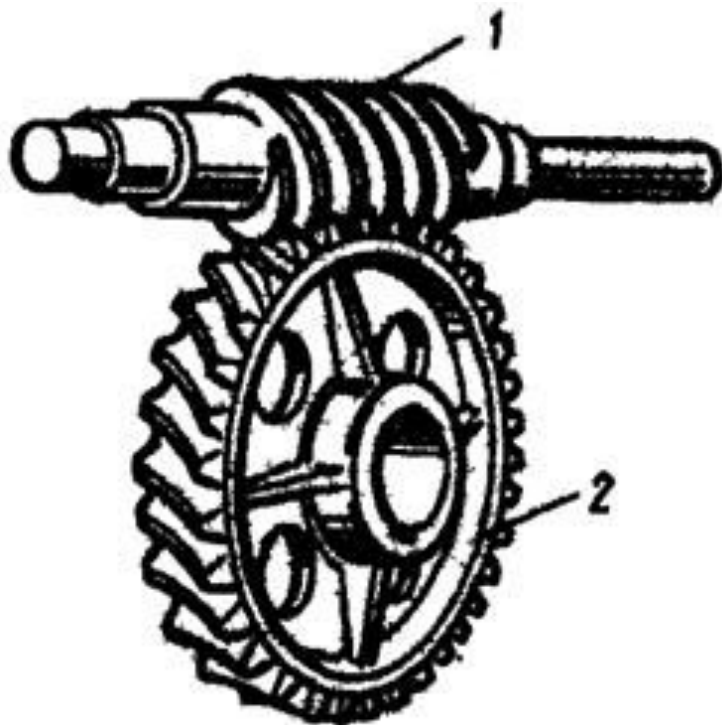
ЛЕКЦИЯ 3в

Червячные передачи.

Гиперболические передачи.

Краткие сведения. Механика червячной передачи и расчет. Материалы и допускаемые напряжения.

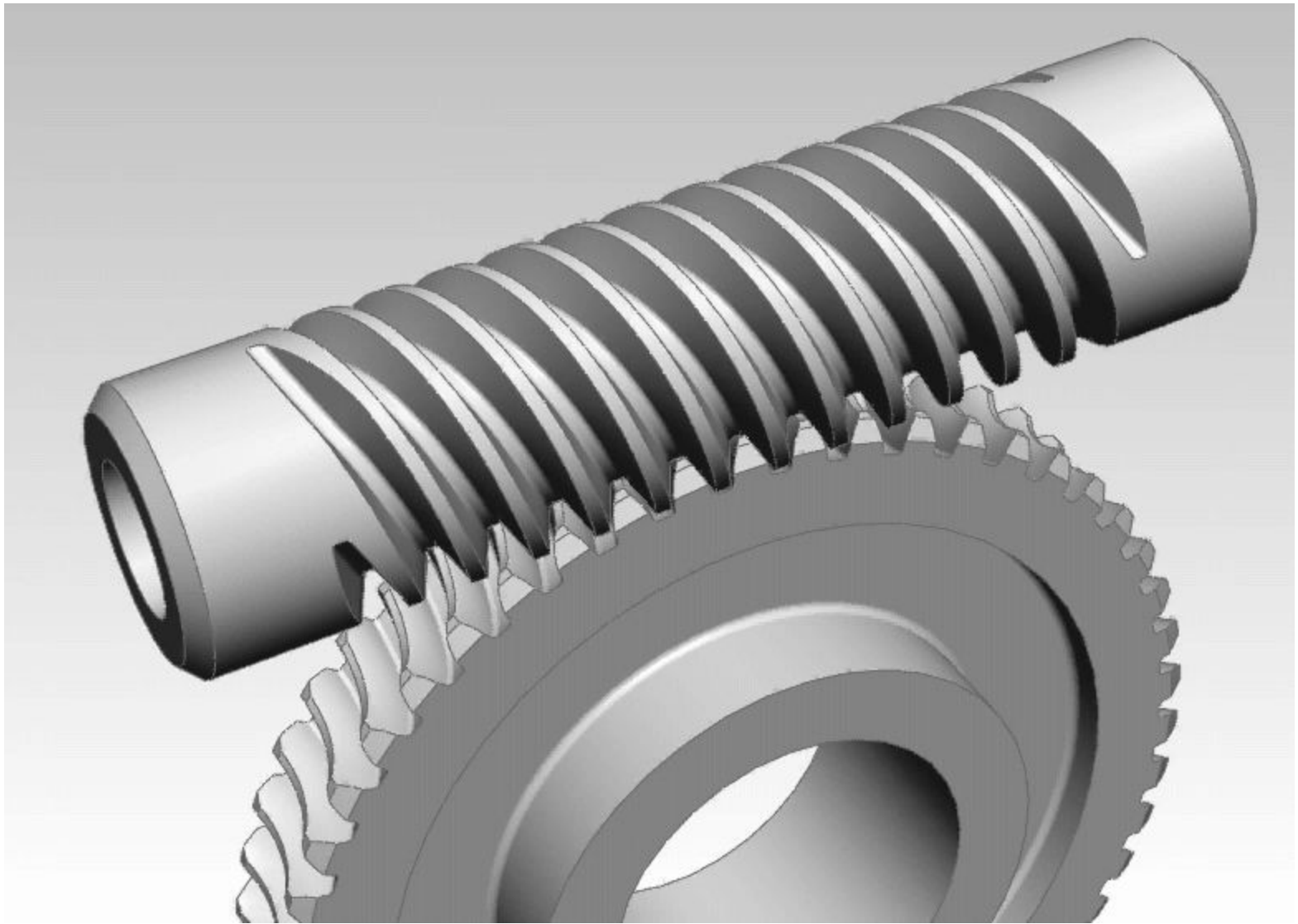
Червячная передача имеет перекрещивающиеся оси валов, обычно под углом 90° . Она состоит из червяка – винта с трапецеидальной резьбой и зубчатого червячного колеса с зубьями соответствующей специфической формы.



1 – червяк;
2 – червячное колесо.

Движение в червячной передаче
преобразуется по принципу винтовой пары.

Изобретателем червячных передач считают Архимеда.



Достоинства червячных передач:

- 1) компактность и относительно небольшая масса конструкции;
- 2) возможность получения больших передаточных чисел в одной ступени – стандартные передачи $u = 8 - 80$, специальные - до 300;
- 3) высокая плавность и кинематическая точность;
- 4) низкий уровень шума и вибраций;
- 5) самоторможение при обратной передаче движения, то есть невозможность передачи движения в обратном направлении - от ведомого червячного колеса к ведущему червяку.

Основной недостаток червячных передач – высокое трение в зацеплении и как следствие:

- 1) низкий КПД (на 20-30% ниже, чем у зубчатых);
- 2) высокое тепловыделение;
- 3) повышенный износ и уменьшенный срок службы;
- 4) склонность к заеданию, что вызывает необходимость применения специальных дорогостоящих антифрикционных материалов для изготовления зубчатого венца червячного колеса и специальных видов смазки с антизадирными присадками.

Кроме того, помимо достоинств и недостатков, червячные передачи имеют важное свойство:

движение передаётся только от червяка к колесу,

а не наоборот. Именно поэтому червячные передачи находят применение в подъёмных механизмах, например в лифтах. Там электродвигатель соединён с червяком, а трос пассажирской кабины намотан на вал червячного колеса во избежание самопроизвольного опускания или падения.

Передаточное отношение червячной передачи находят аналогично цилиндрической

$$U = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1.$$

здесь **Z_2** – число зубьев колеса, а роль числа зубьев шестерни **Z_1** выполняет число заходов червяка, которое обычно бывает равно 1, 2, 3 или 4.

Очевидно, что однозаходный червяк даёт наибольшее передаточное отношение, однако наивысший КПД достигается при многозаходных червяках, что связано с уменьшением трения за счёт роста угла трения.

Основные причины выхода из строя червячных передач:

- поверхностное выкрашивание и схватывание (слипание);
- излом зуба.

Классификация червячных передач:

1.по направлению линии витка червяка:

1.1. правые (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк вкручивается в пространство - уходит от наблюдателя);

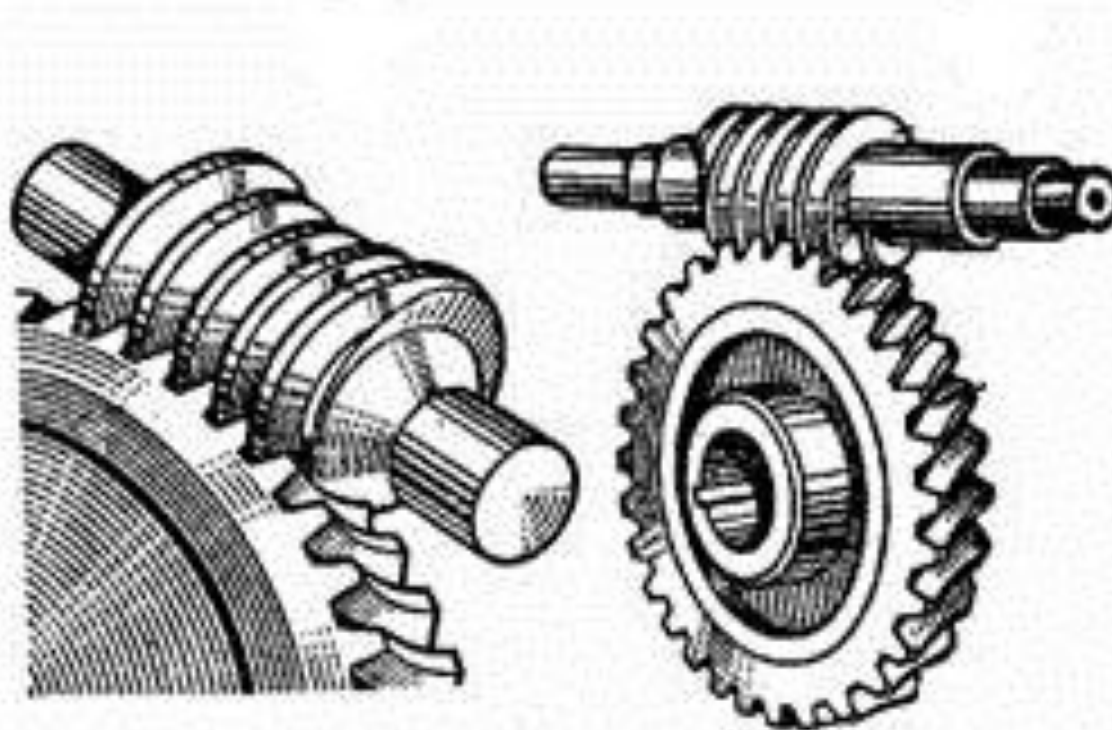
1.2. левые (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк выкручивается из пространства - идёт на наблюдателя);

2. по числу заходов червяка:

2.1. с однозаходным червяком, имеющим один гребень, расположенный по винтовой линии, наложенной на делительный цилиндр червяка;

2.2. с двух-, трёх-, четырёх-, многозаходным червяком, имеющим соответственно 2, 3, 4 или более одинаковых гребней расположенных по винтовой линии, наложенной на делительный цилиндр червяка;

3. по форме делительной поверхности червяка:
- 3.1. с цилиндрическим червяком (образующая делительной поверхности – прямая линия);
 - 3.2. с глобоидным червяком (образующая делительной поверхности – дуга окружности, совпадающая с окружностью делительной поверхности червячного колеса);

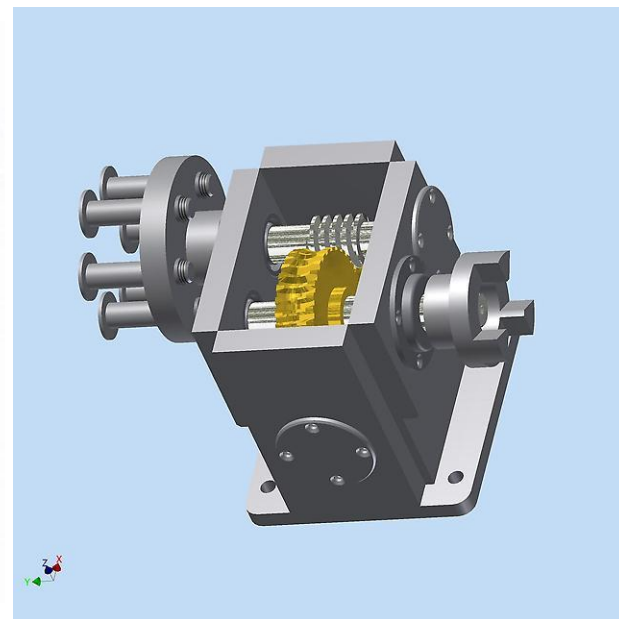


4. по положению червяка относительно червячного колеса:

4.1. с нижним расположением червяка;

4.2. с верхним расположением червяка;

4.3. с боковым расположением червяка;



5. по пространственному положению вала червячного колеса:

5.1. с горизонтальным валом червячного колеса;

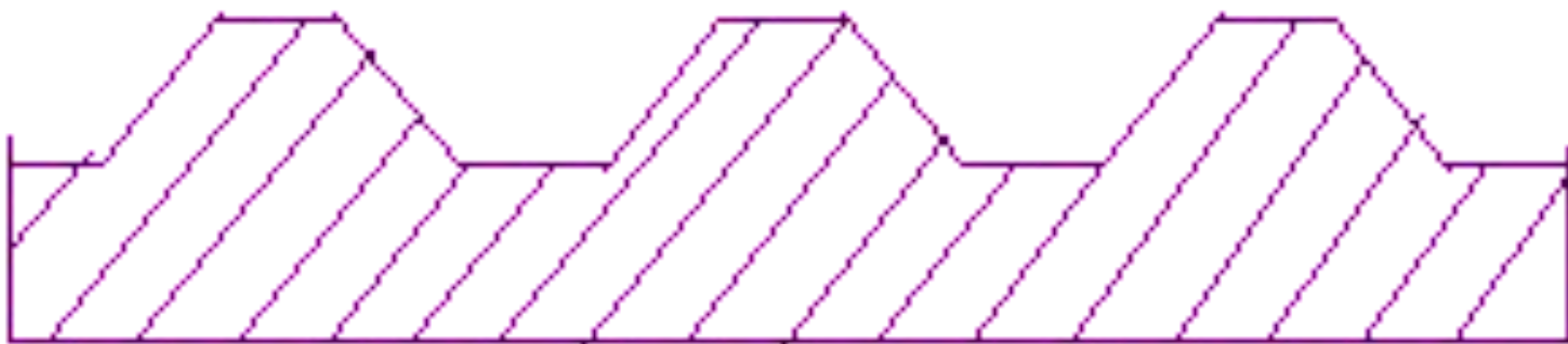
5.2. с вертикальным валом червячного колеса;



6. по форме рабочей поверхности витка червяка:

- 6.1. с архимедовым червяком, боковая поверхность его витков очерчена прямой линией в продольно-диаметральном сечении (обозначается ZА);
- 6.2. с конволютным червяком, боковая поверхность его витков очерчена прямой линией в нормальном к направлению витков сечении (обозначается ZN);
- 6.3. с эвольвентным червяком, боковая поверхность его витков в продольно-диаметральном сечении очерчена эвольвентой (обозначается ZI).
- 6.4 с вогнутым профилем витков резьбы.

Архимедовы в осевом сечении имеет трапецеидальный профиль резьбы.

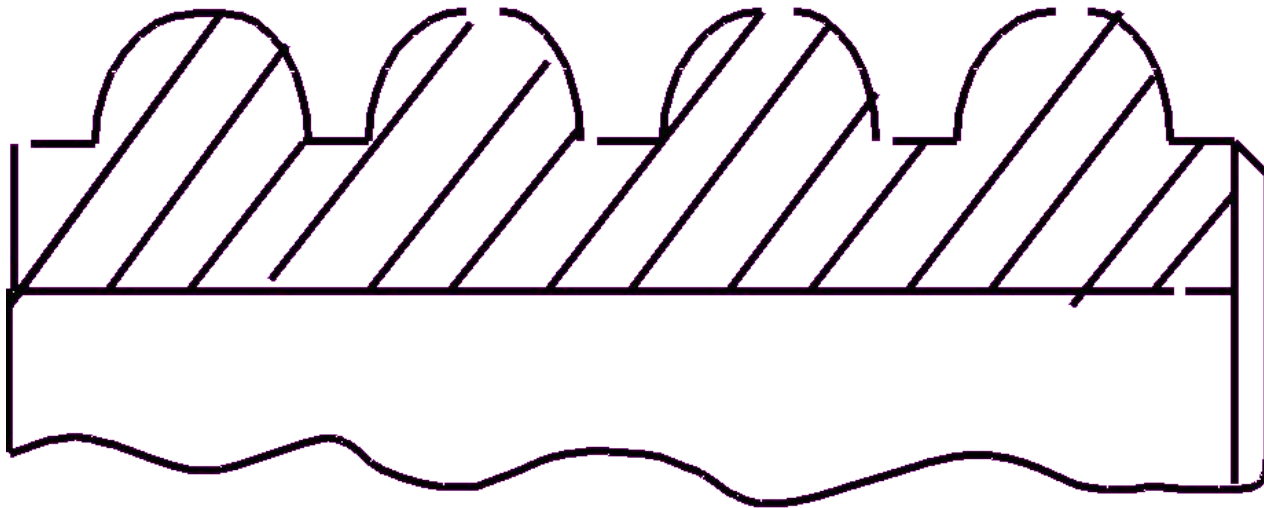


конволюнтные имеет трапецеидальный профиль резьбы в нормальном сечении витков;

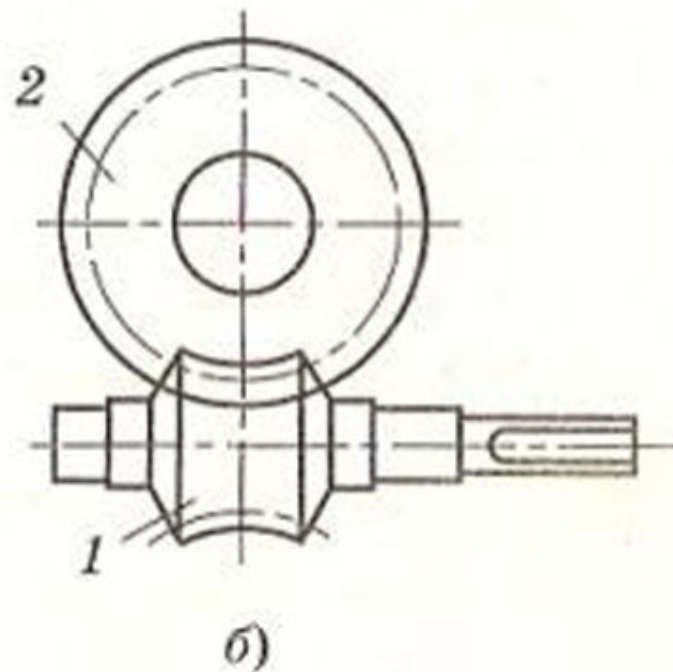
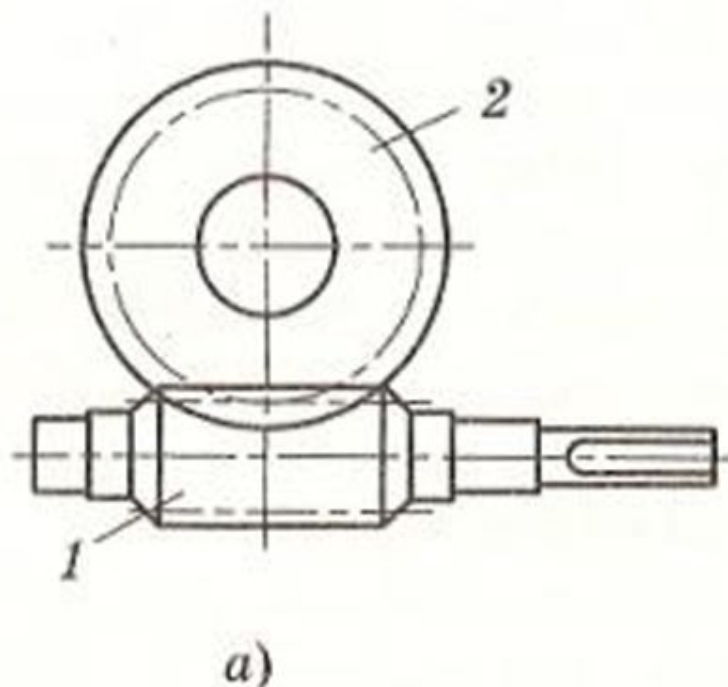
эвольвентные - характеризуется тем, что профиль резьбы в его осевом сечении эвольвентный;

В передачах с архимедовыми, конволюнтными и эвольвентными червяками профиль зубьев червячных колес эвольвентный. Модули эвольвентных червячных передач стандартизованы.

Червяки с вогнутым профилем витков резьбы обеспечивают большую поверхность контакта с зубьями червячных колес.

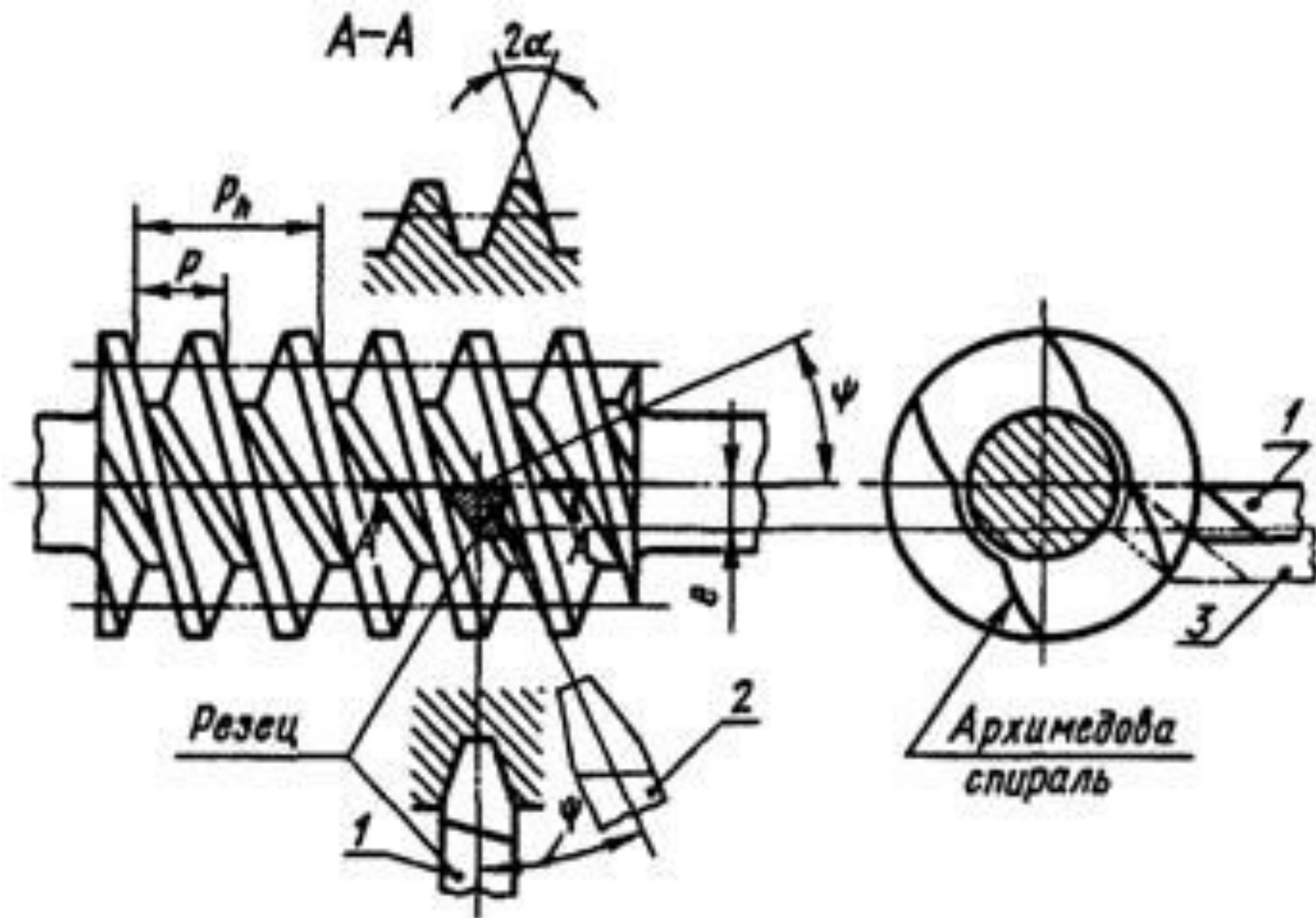


В глобоидной передаче (б) по сравнению с червячной цилиндрической (а) число зубьев колеса и витков резьбы червяка, находящихся в зацеплении больше, 4 раза. Следовательно, несущая способность выше, однако они требуют повышенной точности изготовления, монтажа и охлаждения.



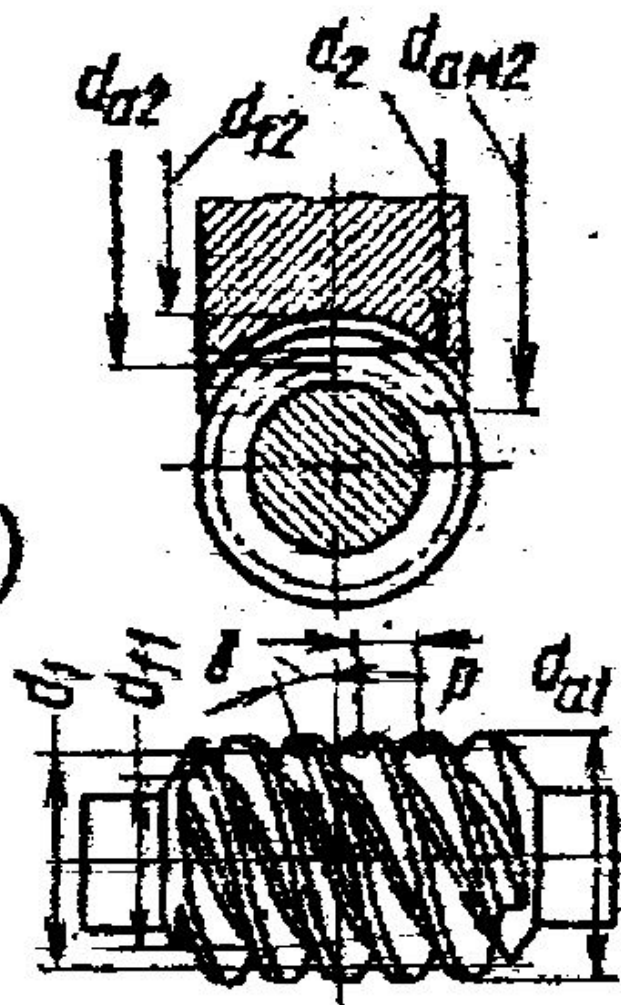
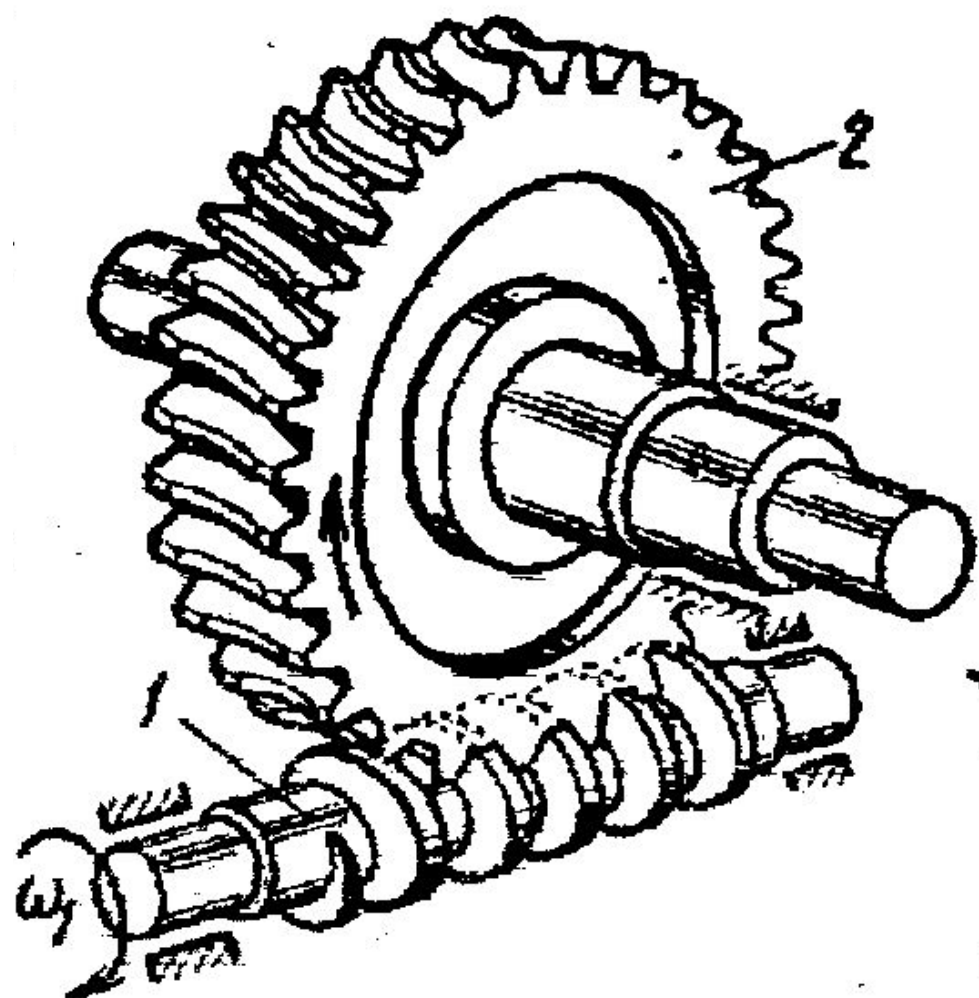
Эвольвентный червяк эквивалентен цилиндрическому эвольвентному косозубому колесу с числом зубьев, равным числу заходов червяка.

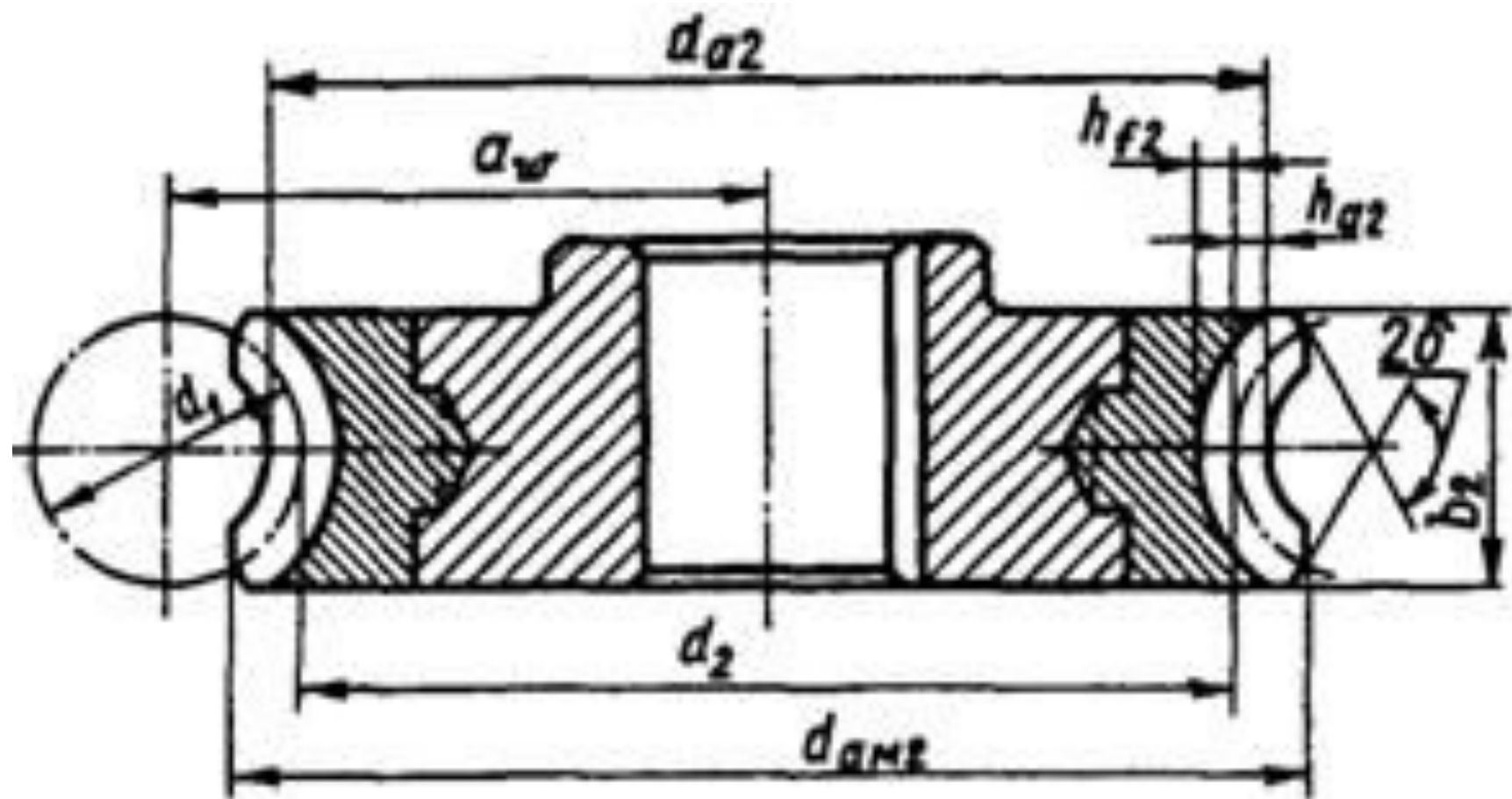
Форма боковой поверхности червяка мало влияет на работоспособность червячной передачи и, в основном, связана с выбранной технологией изготовления червяка



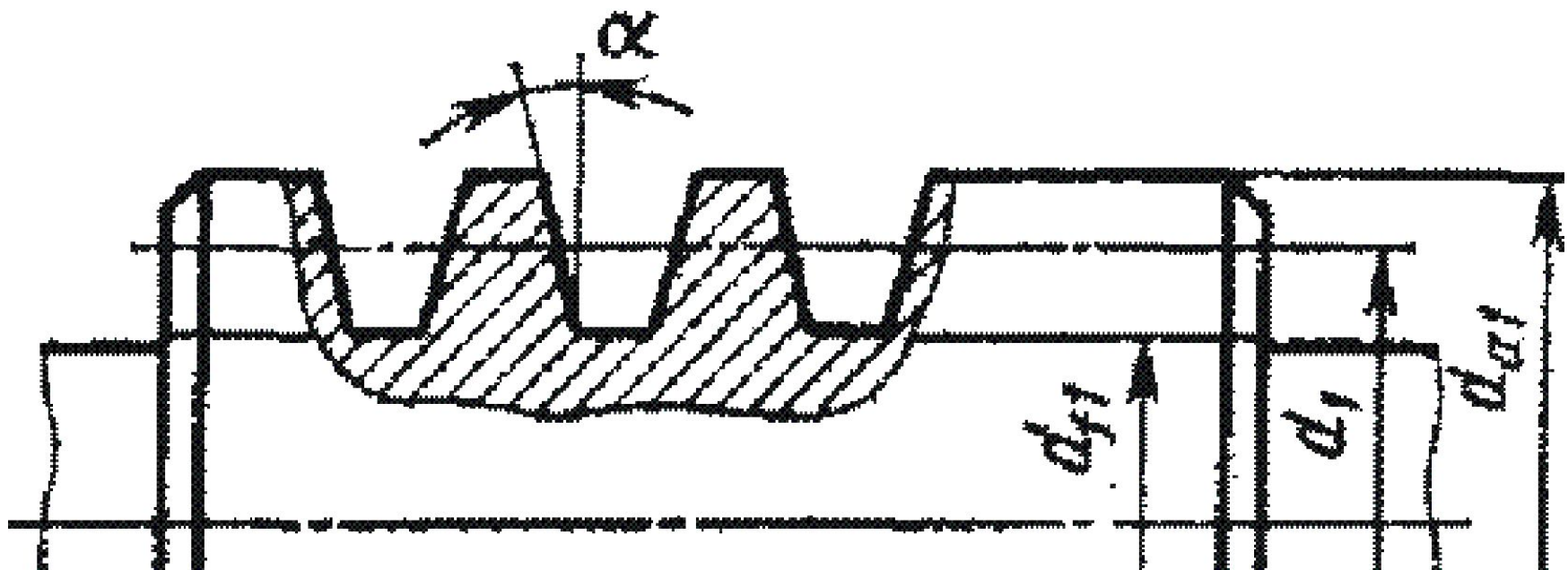
Установка резца при нарезании архимедовых (1), конволютных (2) и эвольвентных (3) червяков.

Геометрические характеристики червячной передачи связаны между собой соотношениями, во многом аналогичными соотношениям зубчатых передач.

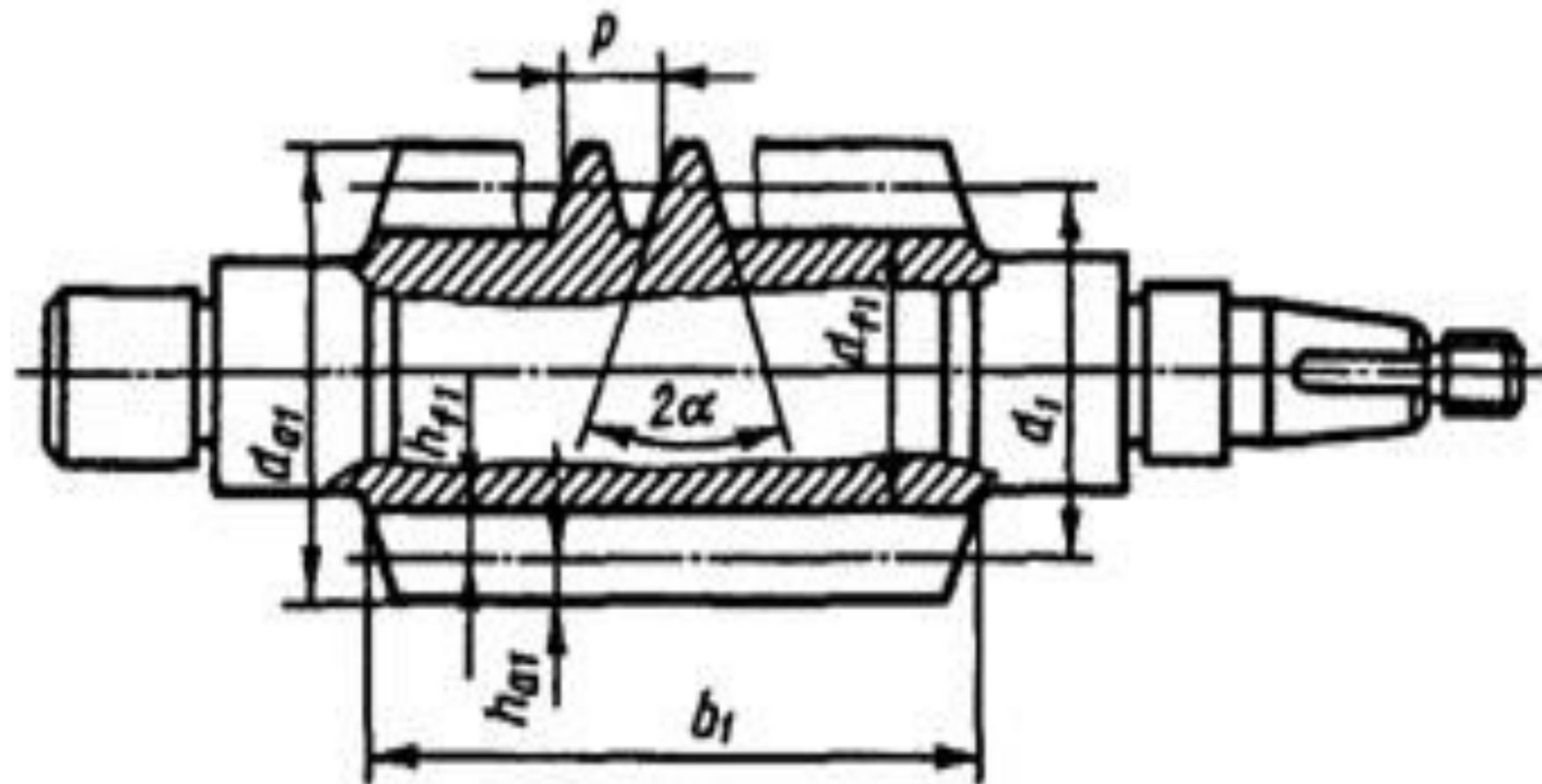




Параметры венца червячного колеса



В осевом сечении червячная пара фактически представляет собой прямобоочное реечное зацепление, где радиус кривизны боковой поверхности "рейки" (винта червяка) r_1 равен бесконечности и, следовательно, приведённый радиус кривизны равен радиусу кривизны зуба колеса



Основным стандартизованным параметром червячной передачи является модуль m (измеряется в мм), осевой для червяка и окружной (торцовый) для червячного колеса.

Поскольку делительный диаметр червяка невозможно связать с числом его заходов Z_1 (витки червяка нарезаются вдоль его оси, а не по окружности, как у зубчатого колеса), для определения делительного диаметра червяка вводится специальный коэффициент диаметра червяка q , показывающий число модулей, укладываемых в делительный диаметр.

Учитывая изложенное, модуль с делительными диаметрами червяка и червячного колеса связан соотношениями:

$$d_1 = m \cdot q$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$

Расстояние, измеренное между одноименными поверхностями двух соседних гребней нарезки червяка, называют расчетным шагом нарезки червяка.

Расчетный шаг нарезки червяка связан с модулем червячного зацепления соотношением, аналогичным таковому для зубчатого зацепления:

$$p = \pi \cdot m$$

Расстояние, измеренное между одноименными поверхностями двух соседних гребней, принадлежащих общей винтовой линии нарезки червяка, называют ходом витка червяка.

Из определения следует, что расчетный шаг p и ход витка p_z связаны соотношением

$$p_z = p \cdot z_1$$

Высота головок витков червяка и зубьев червячного колеса также как и в зубчатом зацеплении равна модулю зацепления ($h_{a1} = h_{a2} = m$), а высота ножек с целью исключения возможности утыкания головки зуба в дно впадины, как и в конических передачах, на 20% больше модуля зацепления ($h_{f1} = h_{f2} = 1,2m$).

Тогда диаметр вершин витков (внешний диаметр) червяка d_{a1} и диаметр вершин зубьев червячного колеса d_{a2} могут быть найдены по выражениям:

$$\begin{aligned}d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot h_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = m \cdot (q + 2) \\d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot h_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = m \cdot (z_2 + 2)\end{aligned}$$

Диаметр впадин витков (внутренний диаметр) червяка d_{f1} и диаметр впадин зубьев червячного колеса d_{f2} - по выражениям

$$\begin{aligned}d_{f1} &= d_1 - 2 \cdot h_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = m \cdot (q - 2,4) \\d_{f2} &= d_2 - 2 \cdot h_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = m \cdot (z_2 - 2,4)\end{aligned}$$

Измеренный в плоскости осевого сечения угол α между касательной к боковой поверхности витков червяка и нормалью к оси его вращения для архимедовых червяков является величиной постоянной, стандартизован и равен 20° . Следовательно, угол между двумя касательными к противоположным боковым поверхностям одного витка (угол заострения гребня) составляет 2α или 40° .

Длина нарезанной части червяка b_1 зависит от числа его заходов и выбирается по эмпирической формуле:

при числе витков червяка $Z_1 = 1$ и $Z_1 = 2$;

$$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) \cdot m$$

а при числе витков червяка $Z_1 = 4[3]$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2) \cdot m$$

Отношение хода витка к длине делительной окружности червяка – есть величина тангенса угла γ подъёма винтовой линии нарезки червяка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_z}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q}$$

Ширину зубчатого венца червячного колеса b_2 выбирают по стандартному ряду размеров. При этом размер b_2 должен удовлетворять соотношению

при числе витков червяка $Z_1 = 1$ и $Z_1 = 2$

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1}$$

а при числе витков червяка $Z_1 = 4$

$$b_2 \leq 0,67 d_{a1}$$

При прочностных расчетах червячной передачи возникает потребность в знании условного угла 2δ охвата витков червяка зубьями червячного колеса.

$$\sin \delta = \frac{b_2}{(d_{a1} - 0,5 \cdot m)} = \frac{b_2}{m \cdot (q + 1,5)}$$

Межосевое расстояние для несмещенной червячной передачи определяется по формуле

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}$$

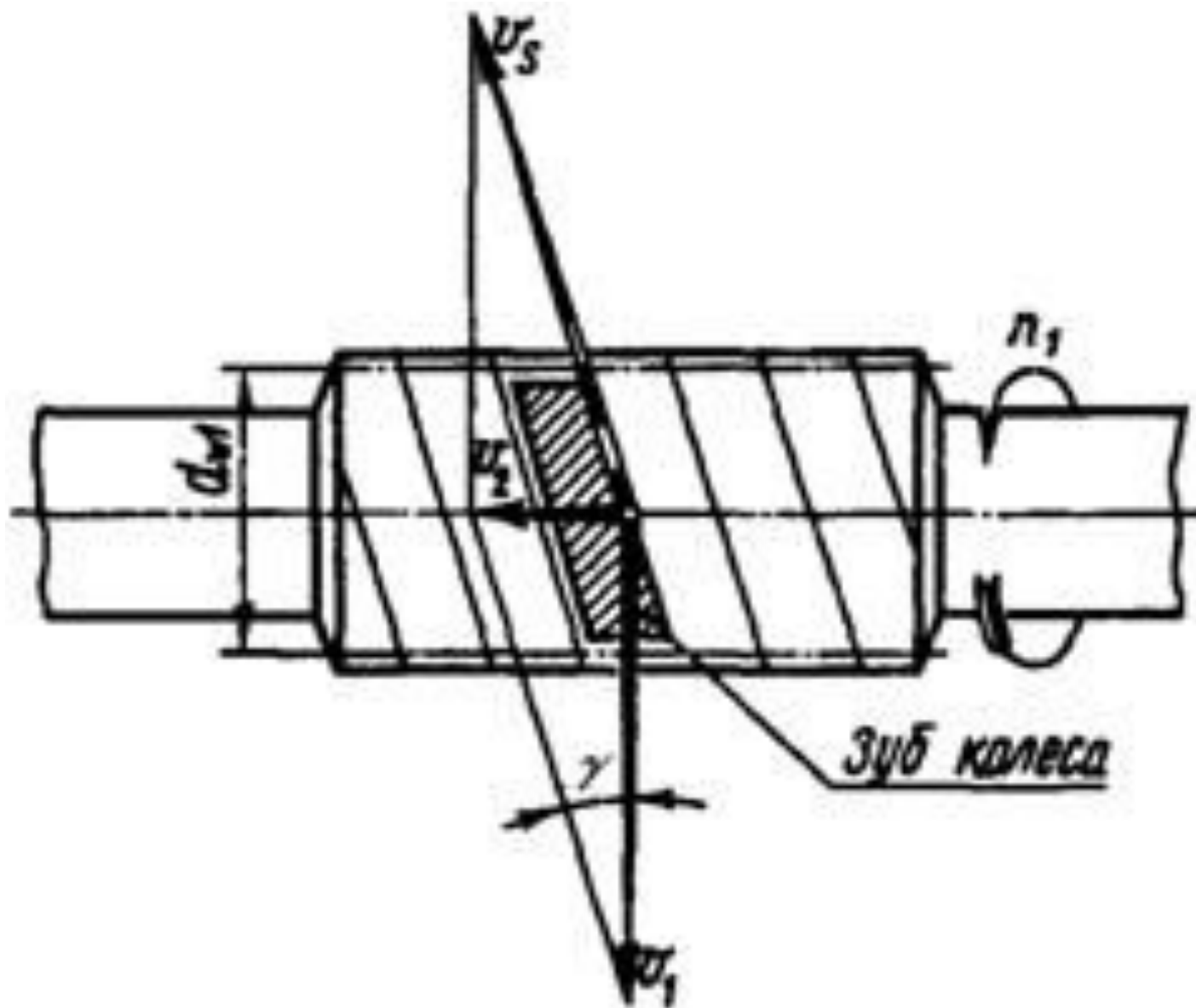
зависимость для вычисления передаточного
числа червячной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

В червячной передаче, в отличие от зубчатой, окружные скорости витков червяка V_1 и зубьев червячного колеса V_2 различны как по величине, так и по направлению.

Витки червяка при его вращении получают скорость V_1 , направленную по касательной к его начальной окружности, а зубья червячного колеса движутся совместно с винтовой линией параллельно оси червяка со скоростью V_2 .

Схема скоростей в червячной передаче



Геометрическая сумма скоростей V_1 и V_2 равна скорости относительного движения витков червяка по отношению к зубьям колеса. План скоростей, построенный для зацепления, позволяет записать следующие зависимости

$$\mathbf{v}_s = \sqrt{\mathbf{v}_1^2 + \mathbf{v}_2^2} = \frac{\mathbf{v}_1}{\cos \gamma} \quad \frac{\mathbf{v}_2}{\mathbf{v}_1} = \operatorname{tg} \gamma$$

Таким образом, скорость скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса является наибольшей по сравнению с тангенциальными скоростями движения витков червяка и зубьев червячного колеса.

Коэффициент полезного действия η_3 червячного зацепления можно вычислить как КПД винтовой кинематической пары:

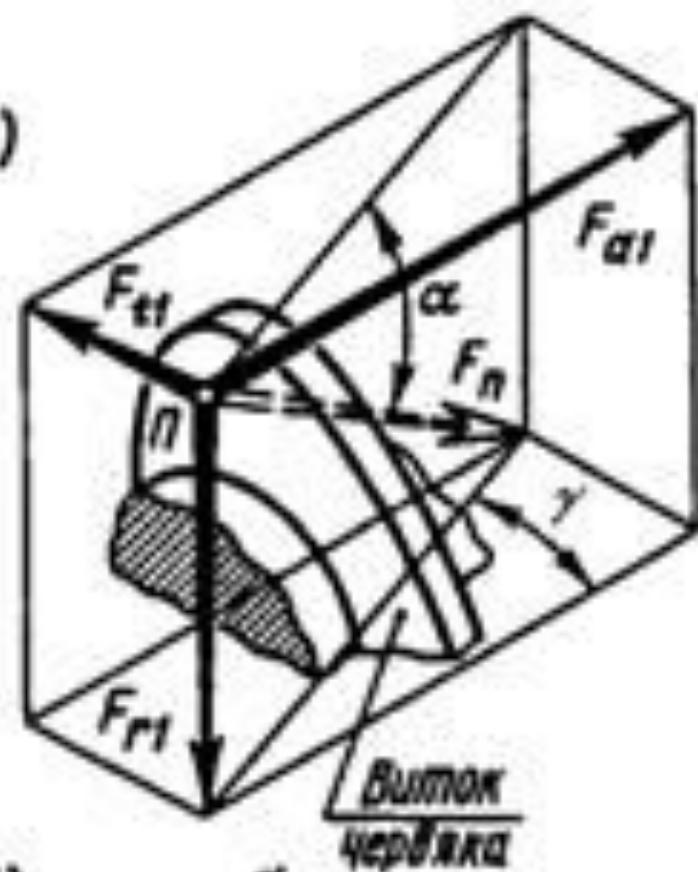
$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}$$

$$\rho = \operatorname{arctg}(f)$$

где ρ - угол трения в червячной кинематической паре, а f коэффициент трения для материалов витков червяка и зубчатого венца червячного колеса.

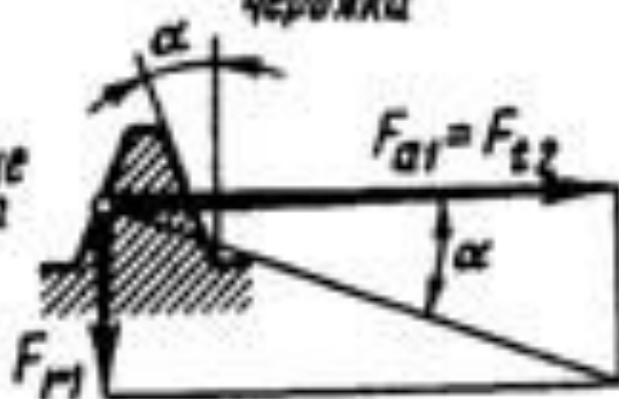
Силы в червячной передаче

a)

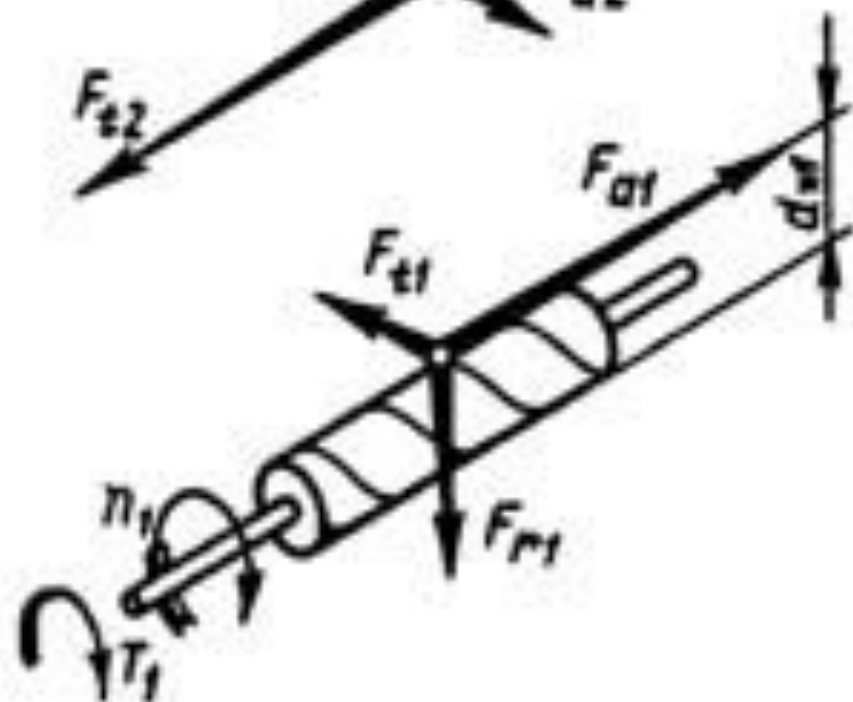
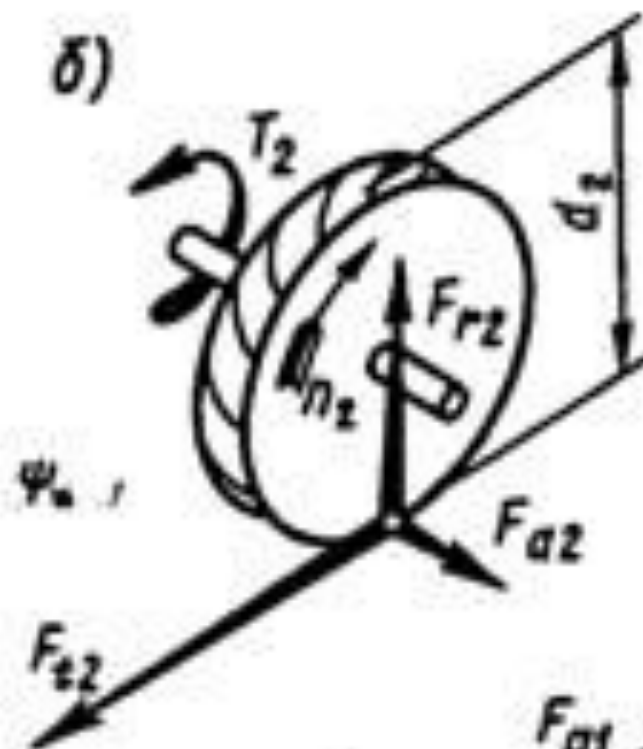


б)

Сечение
витка



в)



В червячной передаче сила F_n , действующая со стороны червяка, воспринимается, как правило, не одним, а несколькими зубьями. Однако, также как и в зубчатых передачах, при выполнении расчетов эту силу принято располагать в полюсе зацепления.

Эту силу не трудно разложить по правилу параллелограмма на три взаимно перпендикулярных составляющих F_{t1} , F_{r1} и F_{a1} . Далее, согласно третьему закону Ньютона устанавливаем, что

$$F_{t2} = F_{a1}, \quad F_{a2} = F_{t1} \quad \text{и} \quad F_{r2} = F_{r1}.$$

Тангенциальные силы на червяке и червячном колесе наиболее удобно вычислить через вращающие моменты на соответствующих валах, тогда

$$\mathbf{F}_{t1} = \mathbf{F}_{a2} = \frac{2\mathbf{T}_1}{d_1} = \frac{2\mathbf{T}_2}{u \cdot \eta \cdot d_1}$$

$$\mathbf{F}_{t2} = \mathbf{F}_{a1} = \frac{2\mathbf{T}_2}{d_2}$$

Радиальные силы на червяке и колесе

$$\mathbf{F}_{r1} = \mathbf{F}_{r2} = \mathbf{F}_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Виды разрушения червячных передач:

1. Износ рабочих поверхностей колеса и червяка.
2. Заедание (в основном в передачах с колесами из материалов 2 и 3 групп).
3. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев колеса (только в передачах с колесами из материалов 1 группы).
4. Усталостные поломки зубьев колеса. Имеют место сравнительно редко, главным образом после значительного износа.

Материалы червячных пар

Ввиду высоких скоростей скольжения и неблагоприятных условий гидродинамической связи в зоне зацепления, червячные колеса изготавливают из материалов, обладающих хорошими антифрикционными и противозадирными качествами.

Витки червяка и зубчатый венец червячного колеса должны обладать достаточной прочностью и составлять антифрикционную пару, обладающую высокой износостойкостью и сопротивляемостью заеданию в условиях больших скоростей скольжения при значительных нормальных силах между контактирующими поверхностями.

Для изготовления червяков применяют все три типа сталей, распространенных в машиностроении:

1. качественные среднеуглеродистые стали марок 40, 45, 50. Из них изготавливают малоответственные червяки. Заготовку перед механической обработкой подвергают улучшающей термической обработке ($HRC \leq 36$). Червяк точат на токарном станке с последующей ручной или механической шлифовкой и полировкой рабочих поверхностей витков.

2. Среднеуглеродистые легированные стали марок 40X, 45X, 40XH, 40XHMA, 35XГСА. Из этих сталей изготавливают червяки ответственных передач. Улучшающей термообработке ($HRC_{\text{э}} \leq 45$) подвергают деталь после предварительной обработки на токарном станке. После термообработки рабочие поверхности витков шлифуют на специальных червячно-шлифовальных станках или на токарном станке с применением специальной шлифовальной головки.

3. Мало- и среднеуглеродистые легированные стали марок 20Х, 12ХН3А, 25ХГТ, 38ХМЮА. Из этих сталей изготавливают червяки высоконагруженных передач, работающие в реверсивном режиме. Деталь, изготовленная с минимальным припуском под окончательную обработку, подвергается поверхностной химико-термической обработке (цементация, азотирование и т.п.) глубиной до 0,8 мм, после чего закаливается до высокой поверхностной твердости (HRCэ 55...65). Рабочая поверхность витков червяка шлифуется и полируется (иногда шевингуется).

Материалы, применяемые для изготовления червяков

Марка стали	Вид термообработки	Твердость зубьев на поверхности
45	Улучшение и закалка ТВЧ	38...46 HRC
40X	Улучшение и закалка ТВЧ	45...50 HRC
40XH	Улучшение и закалка ТВЧ	48...53 HRC
38X2МЮА	Улучшение и азотирование	50...59 HRC
20X 20XH2M	Улучшение, цементация и закалка	56...63 HRC

Примечание: Термообработку улучшение с твердостью ≤ 350 HB применяют для передач малой мощности (до 1 кВт) и непродолжительной работы.

Материалы зубчатых венцов червячных колес по мере убывания антизадирных и антифрикционных свойств и рекомендуемыми скоростями скольжения можно подразделить на три группы:

1 группа - оловянные бронзы.

Применяют при скорости скольжения $V_s > 5$ м/с

2 группа - безоловянные бронзы и латуни.

Применяют при скорости скольжения $2 \text{ м/с} \leq V_s \leq 5 \text{ м/с}$

3 группа – мягкие серые чугуны.

Применяют при скорости скольжения $V_s \leq 2$ м/с
и в ручных приводах.

Зубчатые венцы червячных колёс изготавливают чаще всего литьём из бронзы или чугуна. Чугунный венец (серые чугуны СЧ15, СЧ20 или ковкие чугуны КЧ15, КЧ20) может отливаться за одно целое с ободом червячного колеса при отливке последнего. Такие колеса применяются, как правило, в низкоскоростных открытых и закрытых передачах ($v_s \leq 2$ м/с).

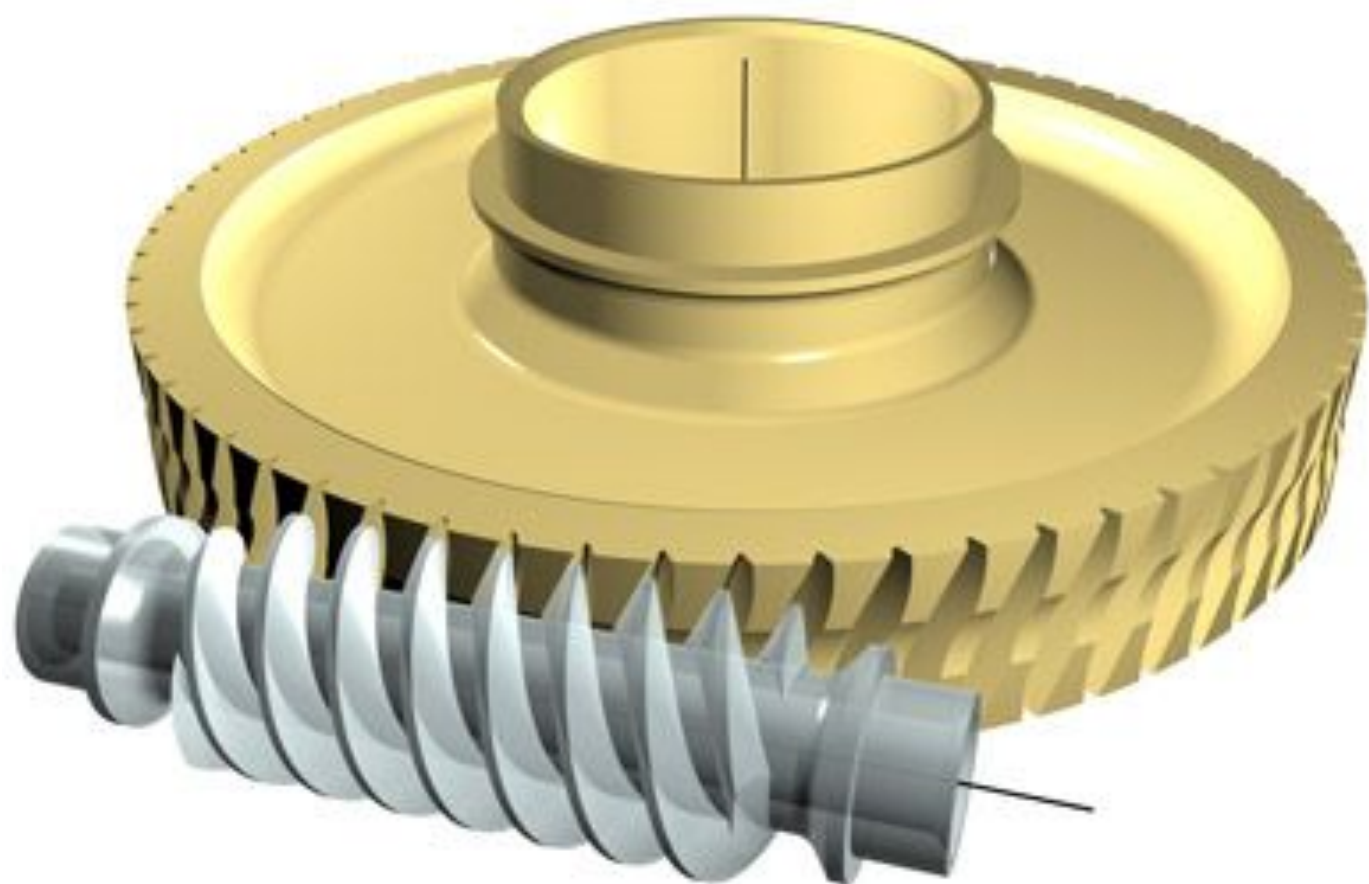
При средних скоростях скольжения ($2 < V_s \leq 5$ м/с) для изготовления зубчатых венцов червячных колес применяются безоловянистые бронзы и латуни.

Чаще всего для этой цели используются железоалюминиевые литейные бронзы (Бр А9ЖЗЛ, Бр А10Ж4Н4Л). Эти бронзы имеют высокую механическую прочность, но обладает пониженными антизадирными свойствами, поэтому её применяют в паре с червяками, имеющими шлифованную и полированную рабочую поверхность витков высокой твердости ($HRC \geq 45$).

В передачах с высокой скоростью скольжения ($5 < V_s \leq 25$ м/с) зубчатые венцы червячных колёс изготавливают из оловянистых бронз (Бр О10Ф1, Бр О10Н1Ф1). Эти бронзы обладают пониженной прочностью по сравнению с безоловянистыми, но обладают хорошими антизадирными свойствами.

Материалы, применяемые для изготовления червячных колес.

Группа	Материал	Способ отливки	Скорность скольжения V_s , м/с
1	Бр010Н1Ф1	Центробежный	≤ 25
	Бр010Ф1	В кокиль В песок	≤ 12
	Бр05Ц5С5	В кокиль В песок	≤ 8
2	БрА10Ж4Н4	Центробежный В кокиль	≤ 5
	БрА9Ж4	В песок	≤ 5
	БрА10Ж3М1,5	В кокиль В песок	≤ 5
3	СЧ 15 СЧ 20	В песок В песок	≤ 2



Бронзовые венцы червячных колёс
обычно изготавливают отливкой в землю, в
кокиль (металлическую форму) или
центробежным литьём. При этом отливки,
полученные центробежным литьём, имеют
наилучшие прочностные характеристики.

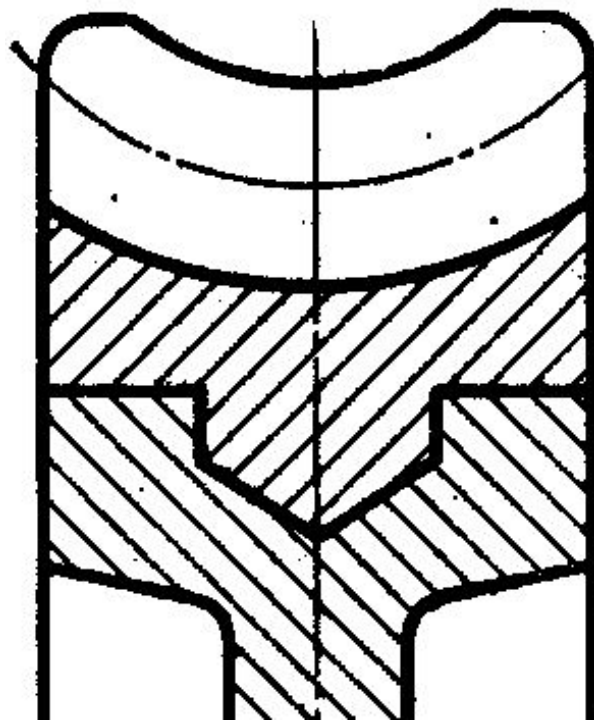
Цветные металлы дороги и поэтому из бронзы выполняется лишь зубчатый венец, который крепится на сравнительно дешёвой стальной ступице.



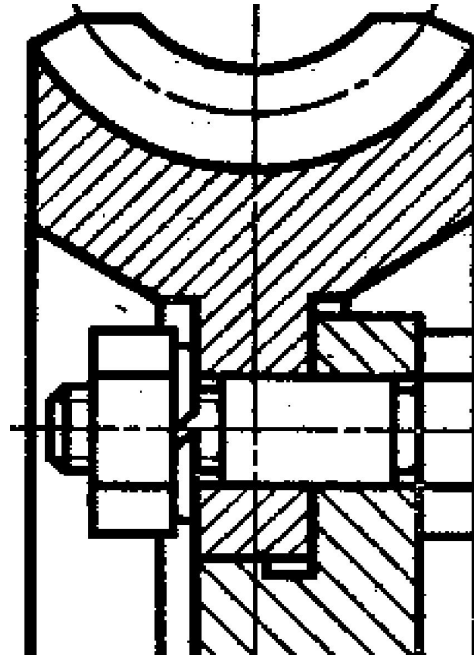
Конструкции червячных колес

Заготовка для зубчатого венца может быть отлита непосредственно на ободе червячного колеса, либо отливаться в виде отдельной детали, тогда венец выполняется насадным с закреплением его как от возможности проворота, так и от продольного смещения.

ОТЛИВКА В СТУПИЦУ

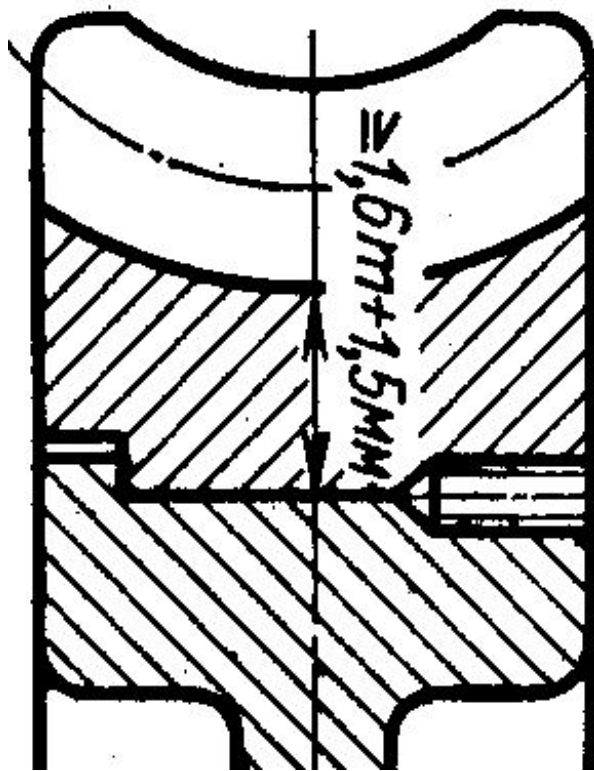


ФЛАНЕЦ ПОД БОЛТЫ



Крепление зубчатого венца к ступице с применением болтового соединения

ПОСАДКА С НАТЯГОМ



Крепление венца к ступице должно обеспечивать фиксацию как от проворота (осевая сила червяка = окружной силе колеса), так и от осевого "снятия" венца (окружная сила червяка = осевой силе колеса).

Размеры и долговечность червячной передачи определяются механическими антифрикционными свойствами материала колеса, т.к. в передаче со стальным червяком колесо является наименее прочным элементом пары.

При чрезмерных кратковременных перегрузках могут возникнуть пластические деформации или хрупкое разрушение поверхностей зубьев колеса, вызванные повышенными контактными напряжениями, и пластическая деформация или поломка зубьев, вызванные повышенными напряжениями изгиба.

Исходя из вышесказанного, в передачах с машинным приводом колесо рассчитывают:

1. На выносливость зубьев по контактными напряжениям.
2. На выносливость зубьев по напряжениям изгиба.
3. На контактную прочность при кратковременных перегрузках.
4. На прочность зубьев по напряжениям изгиба при кратковременных перегрузках.

.

Считается, что расчет на выносливость зубьев по контактным напряжениям предотвращает не только усталостное выкрашивание рабочих поверхностей, но также и заедание.

Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям

В основу расчета положена формула Г.Герца для определения максимальных контактных напряжений при линейном контакте

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{q_c E_{np} / \rho_{np}}$$

Формула проектного расчета

$$a_{\omega} = 0,625(q/z_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2}{[\sigma_H]^2 (q/z_2)}}$$

Формулы проверочного расчета

- по контактными напряжениям

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H]$$

- по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = 0,74 Y_F \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F]$$

СПАСИБО ЗА ВНИМАНИЕ