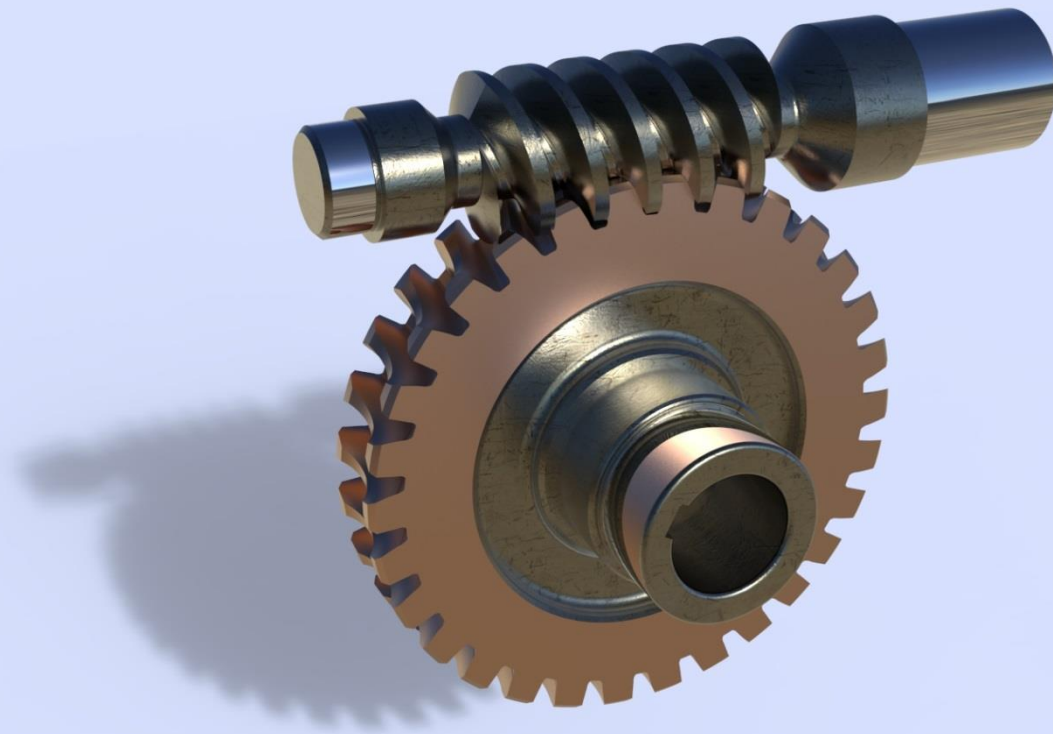


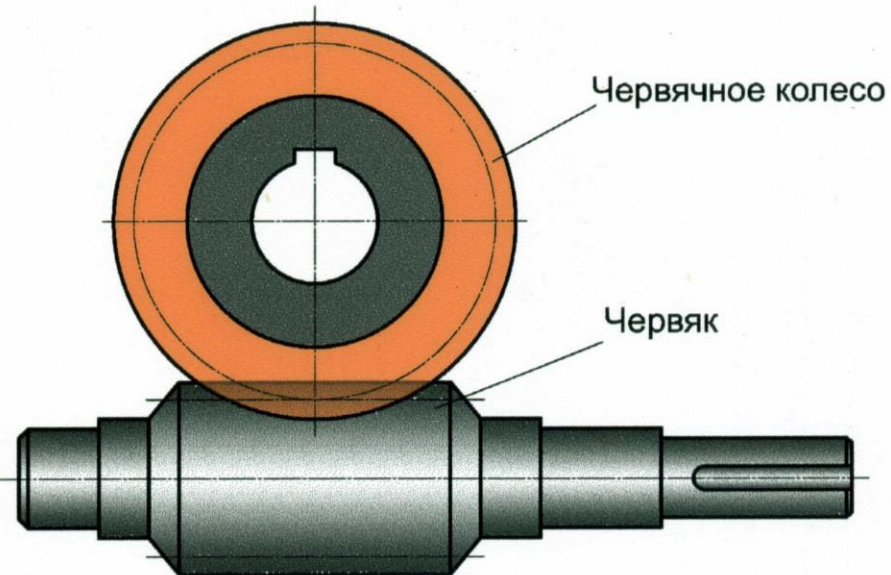
ЧЕРВЯЧНЫЕ
ПЕРЕДАЧИ



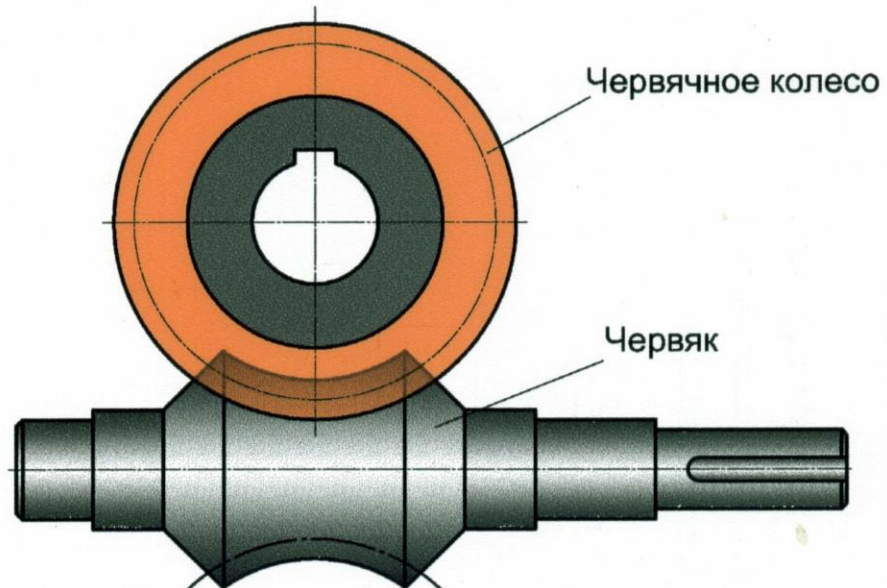
Червячная передача — это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары. Геометрические оси червячной передачи - скрещивающиеся.

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

С цилиндрическим червяком



С глобоидным червяком



Достоинства и недостатки червячных передач

Достоинства:

Плавность работы

Бесшумность

Большое передаточное отношение в одной паре

Самоторможение

Повышенная кинематическая точность

Недостатки:

Сравнительно низкий КПД(целесообразно применять при мощностях не более 100 кВт)

Большие потери на трение(тепловыделение)

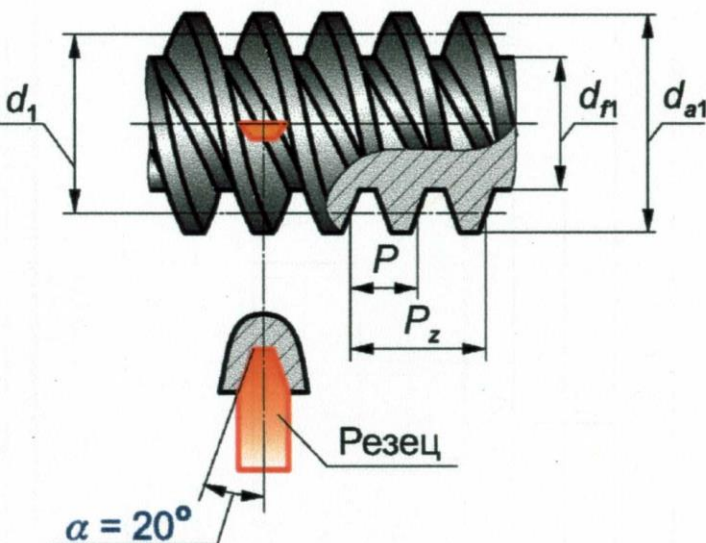
Повышенный износ и склонность к заеданию

Повышенные требования к точности сборки, необходимость регулировки

Необходимость специальных мер по интенсификации теплоотвода

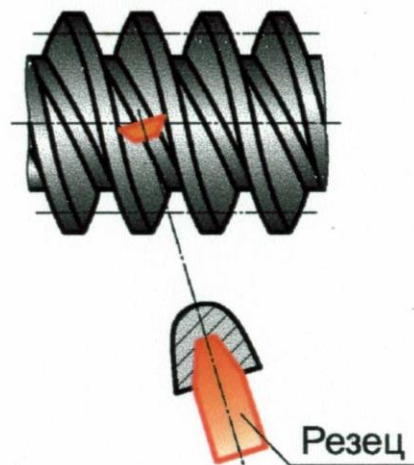
ПРОФИЛИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯКОВ

Архимедов ZA

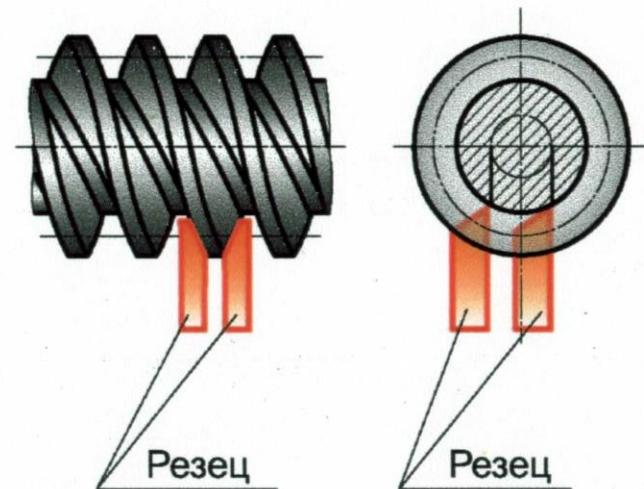


P - осевой шаг червяка;
 $m = P/\pi$ - осевой модуль червяка;
 $z_1 = 1, 2, 4$ - число витков (заходов) червяка;
 $P_z = P \cdot z_1$ - ход витка червяка;

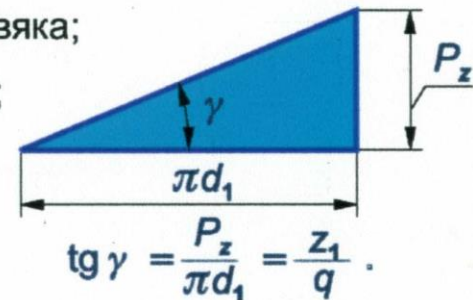
Конволютный ZN



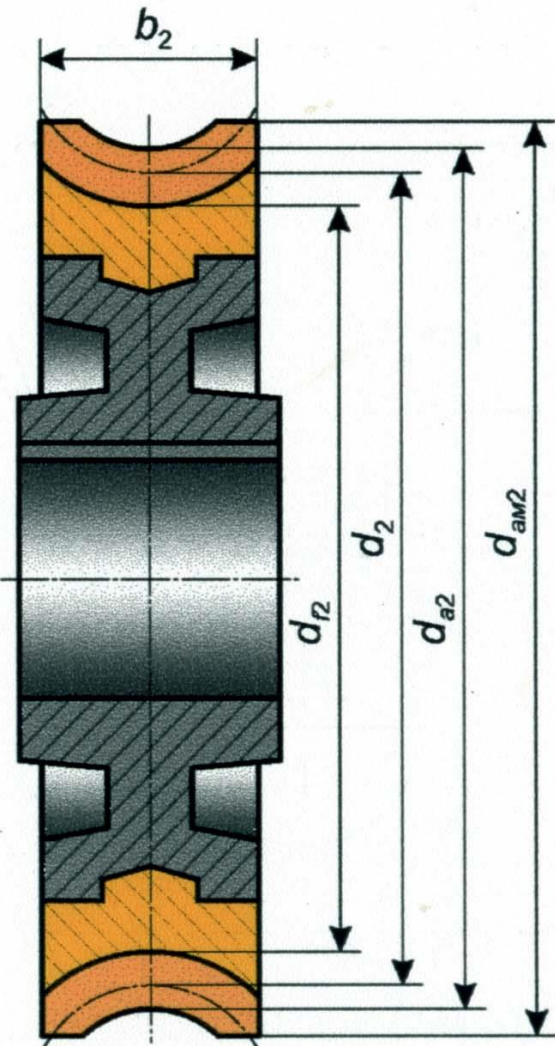
Эвольвентный ZI



$q = 6,3 \dots 25$ - коэффициент диаметра червяка;
 $d_1 = m \cdot q$ - делительный диаметр червяка;
 $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$ - диаметр вершин червяка;
 $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$ - диаметр впадин червяка;
 γ - делительный угол подъема витка.



ГЕОМЕТРИЯ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА



m - модуль зацепления;

z_2 - число зубьев колеса;

d_2 - делительный диаметр колеса;

d_{a2} - диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении;

d_{f2} - диаметр впадин зубьев колеса в среднем сечении;

d_{am2} - наибольший диаметр колеса;

b_2 - ширина зубчатого венца колеса;

x - коэффициент смещения инструмента.

$$d_2 = m \cdot z_2;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x;$$

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2};$$

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} \quad \text{при } z_1 = 1 \dots 2;$$

$$b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1} \quad \text{при } z_1 = 4.$$

В формулах:

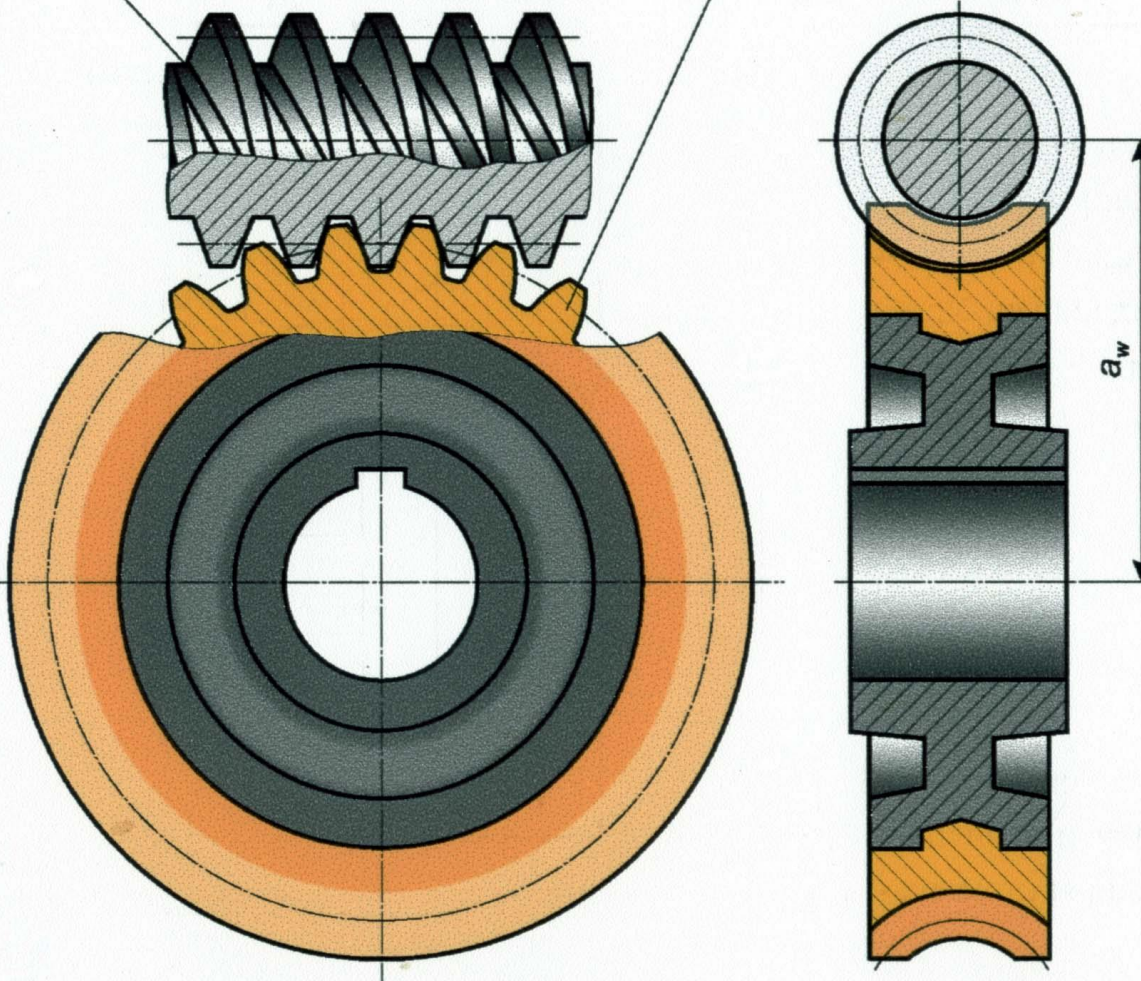
z_1 - число витков (заходов) червяка;

d_{a1} - диаметр вершин червяка.

ГЕОМЕТРИЯ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Червяк

Червячное колесо



m - модуль зацепления;

z_1 - число витков (заходов) червяка;

z_2 - число зубьев червячного колеса;

q - коэффициент диаметра червяка;

x - коэффициент смещения инструмента;

u - передаточное число передачи;

a - делительное межосевое расстояние;

a_w - межосевое расстояние.

$$a = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2);$$

$$x = \frac{a_w - a}{m}; \quad -1 \leq x \leq +1;$$

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

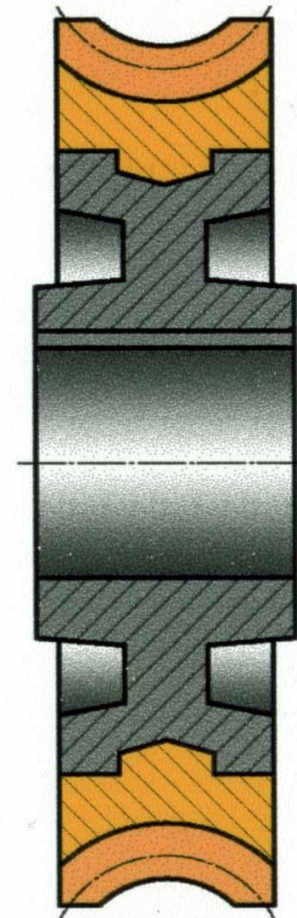
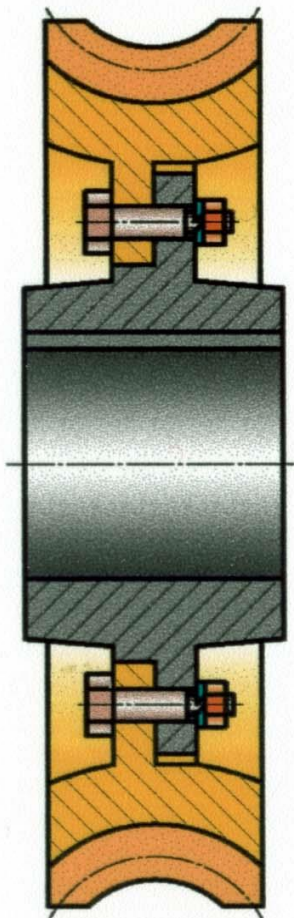
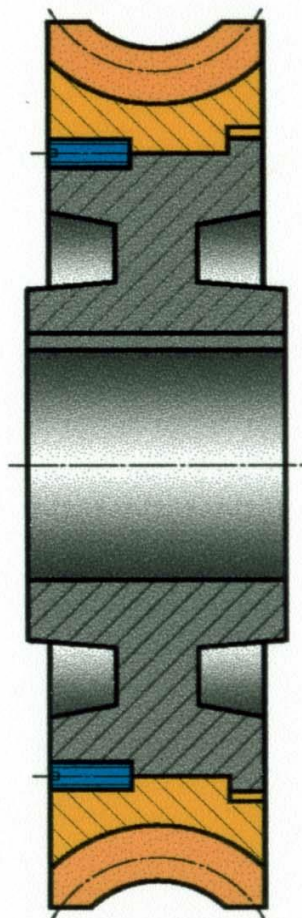
КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Способы соединения венца со ступицей

с натягом и винтами

болтовым соединением

заливкой венца на обод



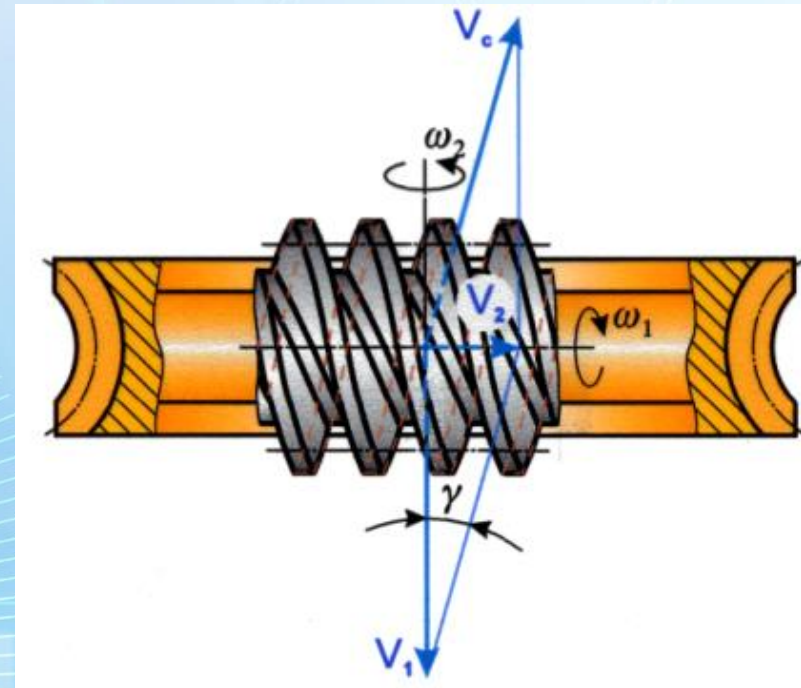
Кинематика

В червячной передаче, в отличие от зубчатой, окружные скорости червяка v_1 и колеса v_2 не совпадают по направлению (направлены под углом скрещивания 90°) и различны по значению. Поэтому начальные цилиндры **скользят**, а не обкатываются, а передаточное отношение не может быть выражено отношением диаметров d_1 и d_2 .

Передаточное отношение (передаточное число) червячной передачи определяют из условия, что за каждый оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев, равное числу заходов червяка:

$$i = u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Число заходов червяка выполняет функцию числа зубьев шестерни в зубчатой передаче.



В силовых червячных передачах наиболее распространены $u=10...60(80)$; в кинематических цепях приборов и делительных механизмов встречаются u до 300 и более.

Ведущим в большинстве случаев является червяк.

Кинематика

Витки червяка скользят по зубьям колеса, как в винтовой паре.

$$\bar{v}_s = \bar{v}_1 - \bar{v}_2;$$

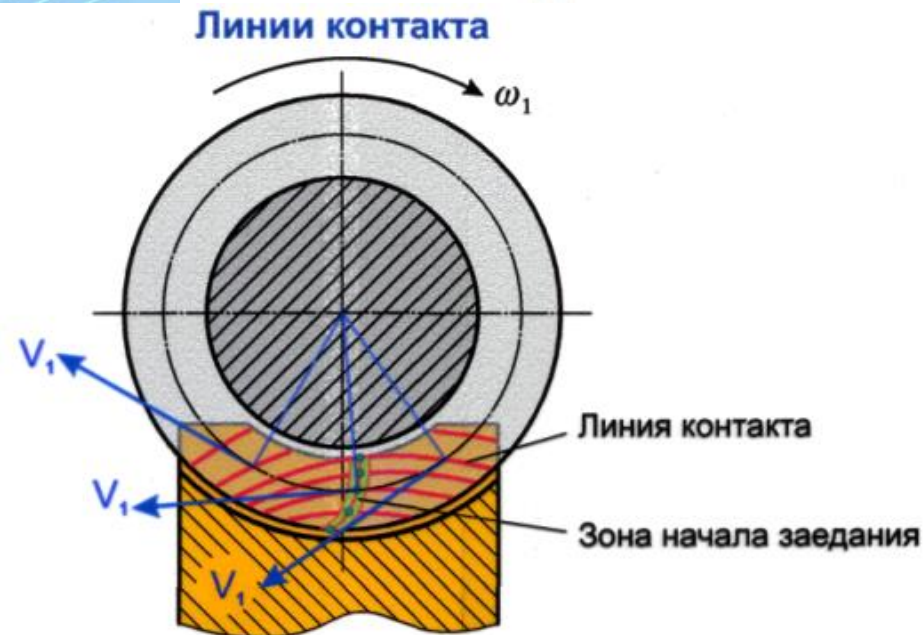
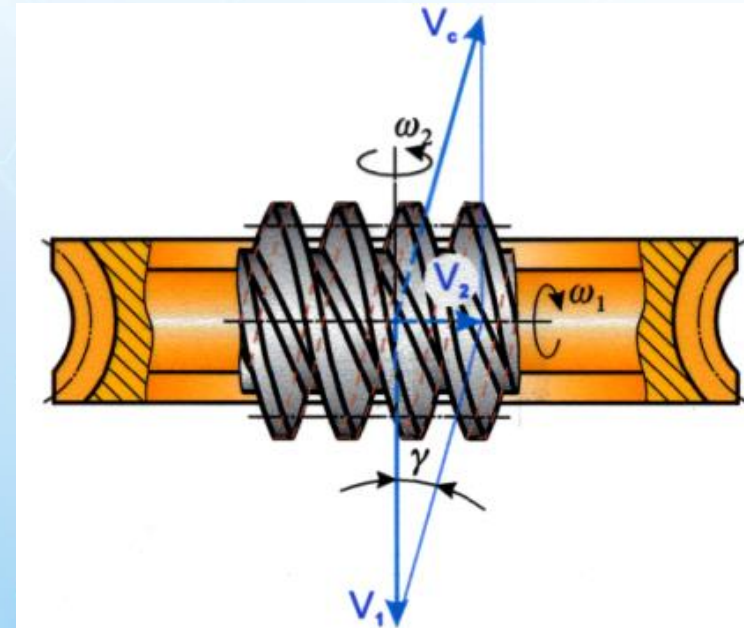
$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1 / \cos \gamma,$$

$$v_1 = \pi d_{\omega 1} n_1 / 60, v_2 = \pi d_{\omega 2} n_2 / 60,$$

$$v_1 / v_2 = \operatorname{tg} \gamma.$$

Большое скольжение в червячных передачах служит причиной пониженного КПД, повышенного износа и склонности к заеданию (основные недостатки червячных передач).

Для предотвращения изнашивания, вызванного скольжением материалы колеса и червяка должны образовывать **антифрикционную** пару (т.е. $f < 0,2$).



КПД

КПД передачи в общем виде

$$\eta = N_2 / N_1 = 1 - N_r / N_1,$$

N_1, N_2 – мощности на входе и выходе передачи,

N_r – мощность, потерянная в передаче.

$$N_r = N_3 + N_{II} + N_I$$

Соответственно,

N_3 – потеря мощности в зубчатом (червячном) зацеплении;

N_{II} – потеря мощности в подшипниках;

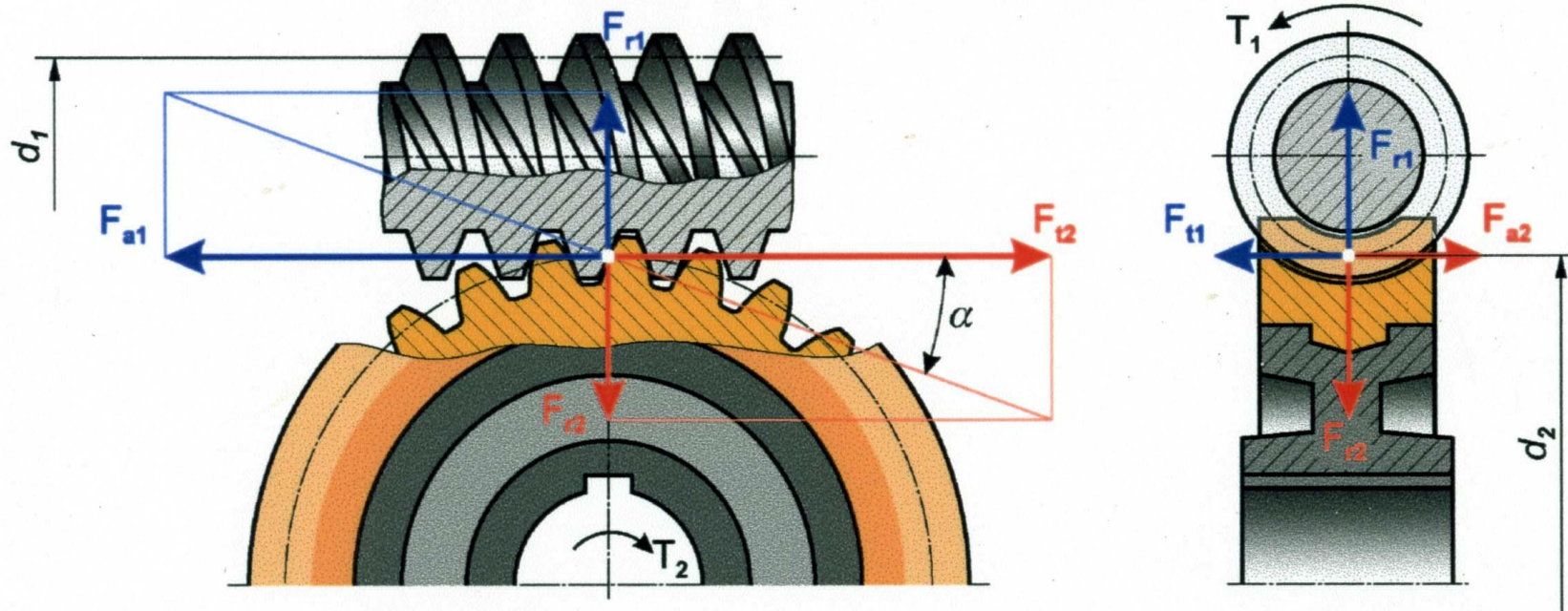
N_I – потери мощности на перемешивание смазки (гидравлические потери).

Для предварительных расчетов, когда размеры γ и v_s передачи еще не известны, к. п. д. можно оценивать ориентировочно по средним значениям:

z_1	1	2	4
η	0,7...0,75	0,75...0,82	0,87...0,92

После определения размеров передачи значение выбранного к. п. д. проверяют расчетом.

СИЛЫ В ЧЕРВЯЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ



d_1 - делительный диаметр червяка, мм;

d_2 - делительный диаметр червячного колеса, мм;

α - угол зацепления;

T_1 - вращающий момент на червяке, Н·м;

T_2 - вращающий момент на червячном колесе, Н·м;

F_{t1} - окружная сила на червяке, Н;

F_{t2} - окружная сила на червячном колесе, Н;

F_{r1} - радиальная сила на червяке, Н;

F_{r2} - радиальная сила на червячном колесе, Н;

F_{a1} - осевая сила на червяке, Н;

F_{a2} - осевая сила на червячном колесе, Н.

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1}; \quad F_{t2} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2}; \quad F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha;$$

$$\overline{F}_{t1} = -\overline{F}_{a2}; \quad \overline{F}_{a1} = -\overline{F}_{t2}; \quad \overline{F}_{r1} = -\overline{F}_{r2}.$$

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Виды разрушения зубьев

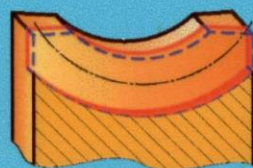
Условия работы

Выкрашивание поверхностных слоев зубьев червячного колеса



Червячные передачи с высокими антифрикционными свойствами (червячное колесо выполнено из оловянной бронзы). Выкрашивание связано с циклическим нагружением зубьев червячного колеса. Может быть ограниченным или прогрессирующим.

Абразивный износ



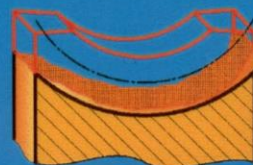
Червячные передачи с низкими антифрикционными свойствами (червячное колесо выполнено из безоловянной бронзы или чугуна). Износ обусловлен значительным скольжением в зацеплении.

Задение



Высоконагруженные передачи. При высокой удельной нагрузке происходит разрыв масляной пленки, нагрев и схватывание сопряженных поверхностей с образованием следов задира в направлении скольжения витка червяка по зубу колеса.

Поломка зубьев



В червячных передачах поломка зубьев червячного колеса встречается крайне редко и характерна для мелко модульных передач с числом зубьев червячного колеса более 100.

Материалы червяка и колеса

Червяки изготавливают из тех же марок сталей, что и зубчатые колеса. Для архимедовых червяков находят применение стали марок 45, 50. Для эвольвентных и конволютных червяков применяют стали 40Х, 40ХН с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45...53 HRC_s , и цементуемые стали 15Х, 20Х с твердостью после закалки 56...63 HRC_s .

Венцы червячных колес изготавливают из антифрикционных материалов, которые по своим свойствам условно делятся на три группы.

Группа I. Оловянные бронзы. Применяют при высоких скоростях скольжения $V_s \geq 5$ м/с. Обладают хорошими антифрикционными свойствами, имеют сравнительно низкую прочность, отличаются высокой стоимостью.

Группа II. Безоловянные бронзы и латуни. Применяют при небольших скоростях скольжения $V_s < 5$ м/с. По сравнению с оловянными бронзами материалы этой группы имеют худшие антифрикционные свойства, более высокую прочность и низкую стоимость.

Группа III. Серые чугуны марок СЧ15, СЧ20. Применяют при малых скоростях скольжения $V_s < 2$ м/с и больших диаметрах колес, а также в ручных приводах.

Для ориентировочного определения скорости скольжения в зацеплении V_s используют следующую зависимость:

$$V_s = \frac{4n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2},$$

где n_1 — частота вращения червяка, мин⁻¹;

T_2 — крутящий момент на колесе, Н·м.

Расчет зубьев на контактную выносливость

Условие прочностной надежности зуба при расчете на контактную выносливость имеет вид:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

В основе анализа контактных напряжений лежит решение задачи Герца с учетом реальной кривизны контактирующих поверхностей червяка и колеса и их материалов. Тогда выражение для контактных напряжений примет вид (выражение получено для: материалы: червяк – сталь, колесо – бронза, чугун; $\alpha = 20^\circ$ и $\gamma = 10^\circ$):

$$\sigma_H = 5300 \frac{q_1}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q_1}{a_\omega q_1} \right]^3 T_2 K_H}$$

Межосевое расстояние в проектировочном расчете:

$$a_\omega = \left(\frac{z_2}{q_1} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{5300 q_1}{[\sigma_H] z_2} \right)^2 K_H T_2}$$

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ определяются в зависимости от скорости скольжения и материала колеса на основе экспериментальных данных и опыта эксплуатации так, чтобы предотвратить контактное выкрашивание и заедание передачи.

Расчет допускаемых напряжений

При определении допускаемых напряжений учитывают, что прочность зуба червячного колеса существенно ниже прочности витка червяка. Поэтому *допускаемые напряжения определяются для материала венца червячного колеса.*

Для зубьев червячных колес характерны те же виды разрушения, что и для зубчатых передач. При использовании материалов I группы наиболее распространенным видом разрушения является *усталостное выкрашивание рабочих поверхностей* зубьев колеса. Для материалов II и III групп основной причиной разрушения является *заедание*. *Поломка зуба червячного колеса происходит в основном после изнашивания.*

Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от группы материала. Для материалов I группы $[\sigma_H]$ определяют из условия сопротивления выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев

$$[\sigma_H] = K_q C_v K_{HL} \sigma_B,$$

где K_q – коэффициент, учитывающий твердость поверхности витка червяка, $K_q = 0.9$ при $HRC_3 \geq 45$, $K_q = 0.75$ при $HRC_3 < 45$; C_v – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала; K_{HL} – коэффициент долговечности; σ_B – предел прочности.

Величину C_v в зависимости от скорости скольжения рассчитывают по эмпирической формуле

$$C_v = 1.66 V_s^{-0.352} \geq 0.8.$$

Допускаемые контактные напряжения

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}},$$

где N_{HE} – эквивалентное число циклов контактных напряжений для зуба колеса.

Должны выполняться ограничения $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$.

При определении эквивалентного числа циклов напряжений используется формула

$$N_{HE} = \mu_h N_k,$$

где N_k – суммарное число циклов нагружения за весь срок службы передачи; μ_h – коэффициент эквивалентности.

При постоянной частоте вращения N_k равно $N_k = 60 n_2 t_h$,

где n_2 – частота вращения колеса, мин^{-1} ; t_h – суммарное время работы передачи, ч.

Определение коэффициента эквивалентности

Для типовых режимов нагружения коэффициенты эквивалентности μ_h и μ_F определяются по таблице

Режим нагружения	μ_h	μ_F	X_p
0 - постоянный	1.0	1.0	1.0
1 - тяжелый	0.416	0.2	0.77
2 - средний равновероятный	0.2	0.1	0.5
3 - средний нормальный	0.121	0.04	0.5
4 - легкий	0.081	0.016	0.38
5 - особо легкий	0.034	0.004	0.31

Если задана диаграмма нагружения, то μ_h рассчитывают по формуле

$$\mu_h = \sum_{i=1}^k \left(\frac{N_i}{N_{\Sigma 2}} \right) \left(\frac{T_i}{T_2} \right)^4,$$

где T_i – крутящий момент на колесе, соответствующий i -ой ступени нагружения; T_2 – максимальный крутящий момент на колесе.

Допускаемые контактные напряжения

Для материалов II группы допускаемые контактные напряжения определяют из условия сопротивления заеданию

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} - 25V_s,$$

где $\sigma_{H0} = 300$ МПа при твердости поверхности витка червяка $HRC_{\gamma} \geq 45$; $\sigma_{H0} = 250$ МПа при $HRC_{\gamma} < 45$.

Для материалов III группы допускаемые контактные напряжения равны

$$[\sigma_H] = 175 - 35V_s.$$

При расположении червяка вне масляной ванны значения $[\sigma_H]$ уменьшают на 15%.

Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_F = K_v K_\beta$$

где K_β — коэффициент концентрации нагрузки;
 K_v — коэффициент динамической нагрузки.

Как было отмечено выше, одним из достоинств червячной передачи является плавность и бесшумность работы. Поэтому динамические нагрузки в этих передачах невелики.

При достаточно высокой точности изготовления принимают:

$K_v = 1$ при $v_s \leq 3$ м/с;

$K_v = 1 \dots 1,3$ при $v_s > 3$ м/с.

Хорошая прирабатываемость материалов червячной пары уменьшает неравномерность нагрузки по контактными линиям.

При постоянной внешней нагрузке $K_\beta = 1$;

при переменной нагрузке $K_\beta = 1,05 \dots 1,2$ — большие значения при малых q и больших z_2 .

Расчет на сопротивление усталости при изгибе

Витки червяка на выносливость не рассчитывают, так как материал червяка, как правило, значительно прочнее материала колеса (например червяк-сталь, колесо-бронза).

В расчетах зубьев колеса используют те же допущения и соотношения, что и при расчете косозубого цилиндрического колеса, но вводят поправки, учитывающие формы зубьев и положение контактных линий.

Условие прочностной надежности зуба при расчете на изгиб:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$

$$\sigma_F = Y_\varepsilon Y_\beta Y_F \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n}$$

где Y_F – коэффициент формы;

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев;

K_F – коэффициент нагрузки;

b_2 – ширина венца колеса;

$m_n = m / \cos \gamma$ – модуль зацепления в нормальном сечении.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ определяются аналогично случаю с цилиндрическими зубчатыми колесами (расчетно-табличные значения).

Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба определяют в зависимости от механических характеристик материала венца червячного колеса и характера нагрузки по следующим формулам.

Материалы I и II групп:

для нереверсивных передач $[\sigma_F] = (0,08 \sigma_b + 0,25 \sigma_T) K_{FL}$,

для реверсивных передач $[\sigma_F] = 0,16 \sigma_b K_{FL}$.

Материалы III группы:

для нереверсивных передач $[\sigma_F] = 0,22 \sigma_b K_{FL}$,

для реверсивных передач $[\sigma_F] = 0,175 \sigma_b K_{FL}$,

где σ_b – предел прочности, σ_T – предел текучести материала зуба червячного колеса; K_{FL} – коэффициент долговечности при изгибе.

Тепловой расчет

Потери механической энергии в червячной передаче переходят в тепловую энергию. При этом происходит нагревание масла, деталей передачи и корпуса редуктора. Через стенки и днище корпуса тепло выделяется в окружающую среду. Тепловой расчет проводят для установившегося режима работы передачи из условия теплового баланса

$$Q_1 = Q_2,$$

где Q_1 – мощность тепловыделения, Q_2 – мощность теплоотдачи.

Мощность тепловыделения рассчитывают по формуле:

$$Q_1 = 10^3 P_1 (1 - \eta),$$

где P_1 – мощность на червяке, кВт.

Мощность теплоотдачи через стенки и днище корпуса:

$$Q_2 = K_T A (t_m - t_0)(1 + \lambda),$$

Тепловой расчет червячной передачи

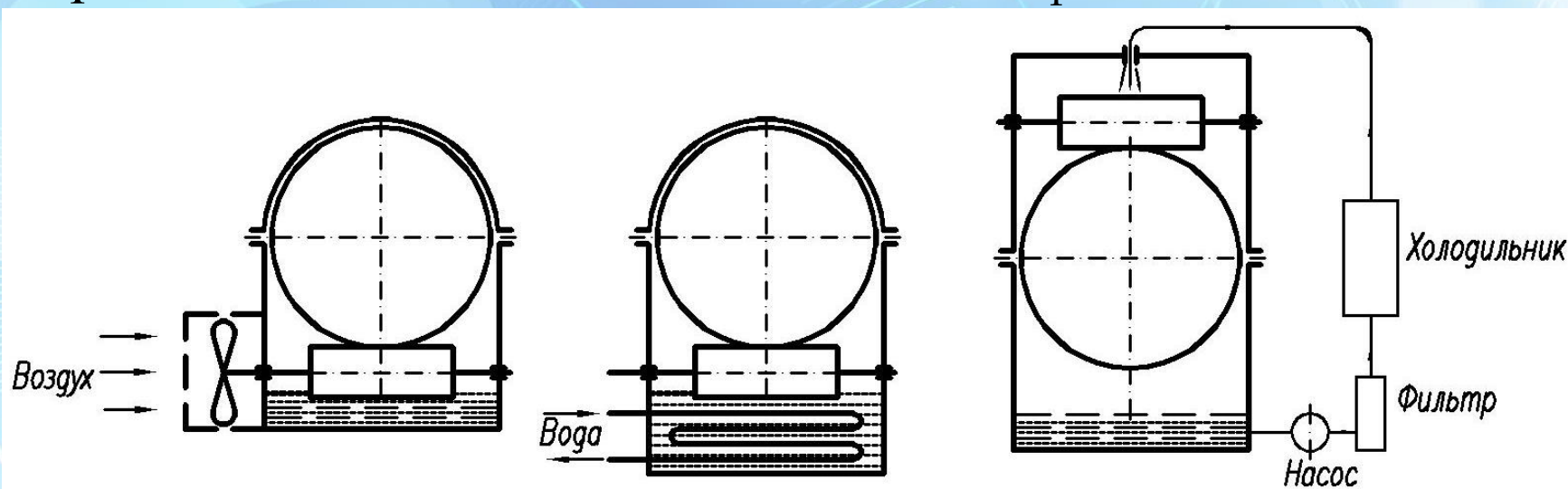
где A – площадь поверхности редуктора, через которую происходит отвод тепла в окружающую среду без учета днища, м^2 ;
 λ – коэффициент, учитывающий отвод тепла через днище редуктора; t_0 – температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$; t_m – температура масла в редукторе, $^{\circ}\text{C}$; K_T – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/\text{м}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При установке редуктора на металлической плите или раме принимают $\lambda=0,25$; на бетонном или кирпичном основании $\lambda=0$.

Для увеличения поверхности охлаждения предусматривают охлаждающие ребра, причем в расчете учитывают только 50% площади их поверхности.

Коэффициент теплоотдачи

Коэффициент теплоотдачи зависит от способа охлаждения. Вариант охлаждения при отсутствии специальных охлаждающих устройств называется естественным, при наличии – искусственным. В случае естественного охлаждения в закрытых помещениях принимают:
при отсутствии вентиляции $K_T = 8...10 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}$;
при наличии интенсивной вентиляции $K_T = 12...17 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}$.



Способы искусственного охлаждения

Тепловой расчет червячной передачи

Основными способами искусственного охлаждения являются:

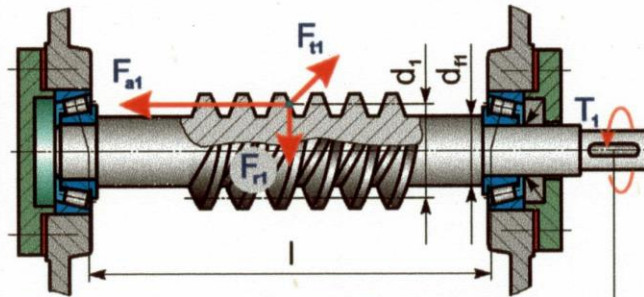
1. Охлаждение воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка. В этом случае принимают $K_T = 20 \dots 28 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.
2. Охлаждение масла водой, проходящей через змеевик. В этом случае K_T повышается до $90 \dots 200 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.
3. Циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками.

Из условия теплового баланса определяют температуру масла в корпусе редуктора и сравнивают ее с допустимым значением $[t_m]$:

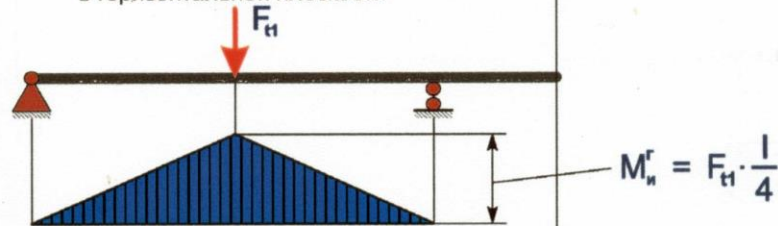
$$t_m = t_0 + \frac{10^3 P_1 (1 - \eta)}{K_T A (1 + \lambda)} \leq [t_m].$$

Значение $[t_m]$ зависит от марки масла. Максимальные значения $[t_m]$ для обычных редукторных масел $[t_m] = 85 \dots 95^\circ\text{C}$.

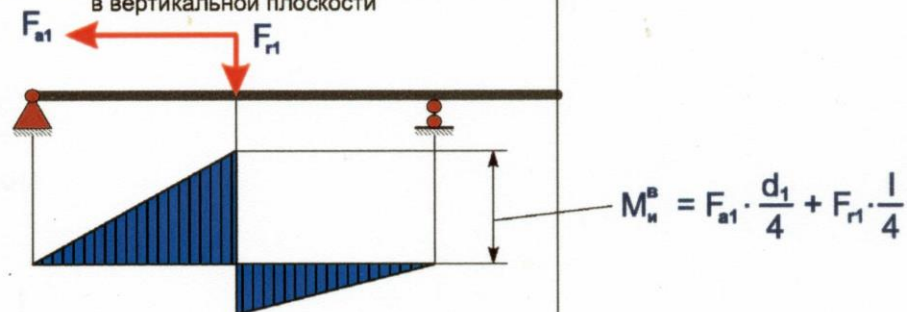
РАСЧЕТ ВАЛА ЧЕРВЯКА НА ПРОЧНОСТЬ



Расчетная схема и эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости



Расчетная схема и эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости



Расчетная схема и эпюра вращающих моментов

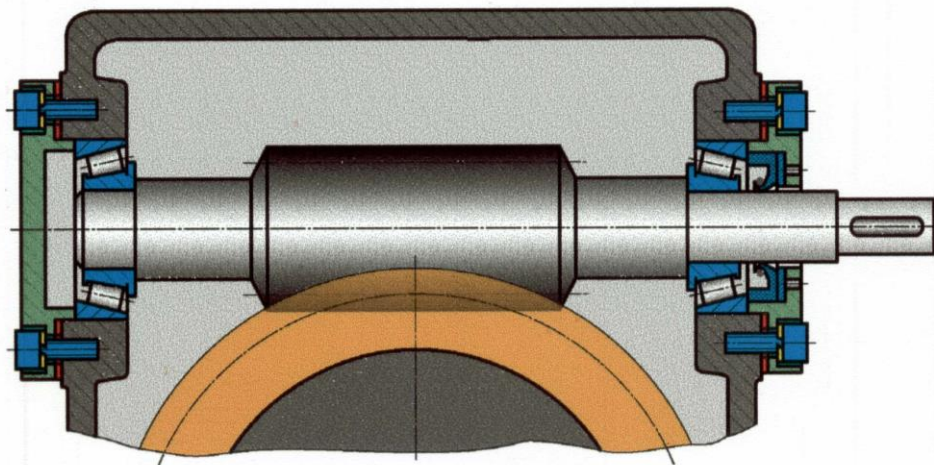


$$M_s = \sqrt{(M_n^r)^2 + (M_n^a)^2 + T_1^2}; \quad \sigma_s = \frac{M_s}{W_x} \leq [\sigma_{1\text{н}}]; \quad W_x = 0,1 \cdot d_n^3.$$

КОНСТРУКЦИИ ОПОР ЧЕРВЯКА

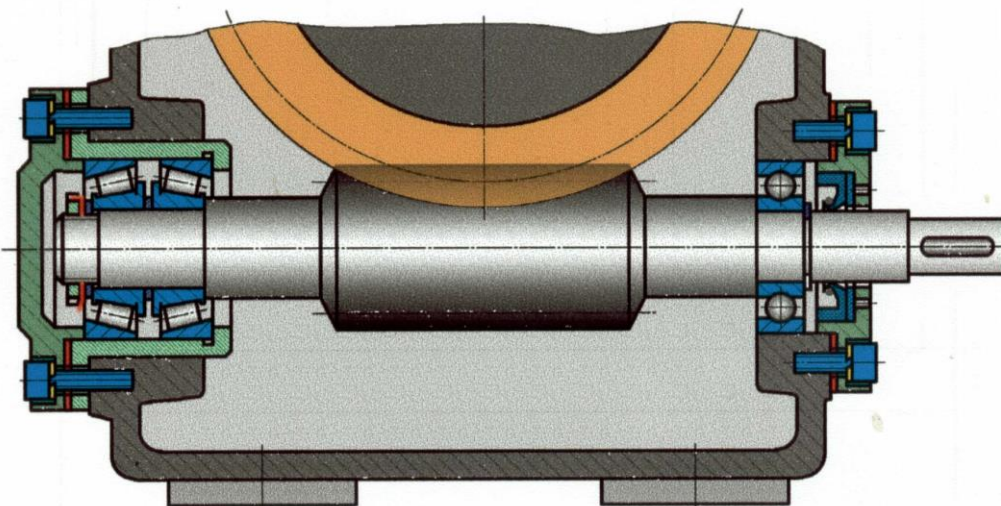
Червяк на двух радиально-упорных подшипниках (схема "враспор")

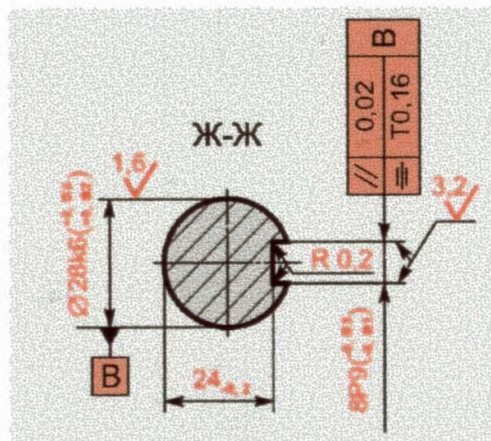
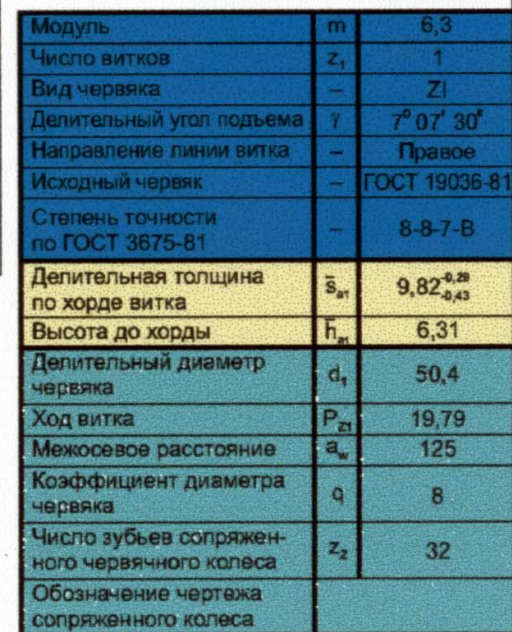
Рекомендуется при межосевом расстоянии до 150 мм.



Левая опора фиксирующая (два радиально-упорных подшипника), правая - плавающая (радиальный подшипник)

Рекомендуется при межосевом расстоянии более 150 мм.

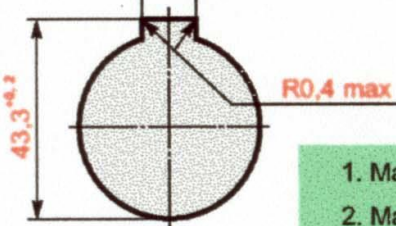
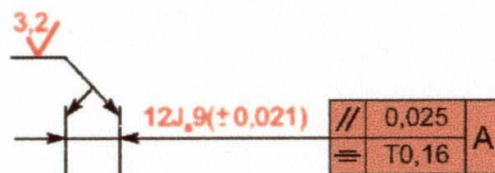
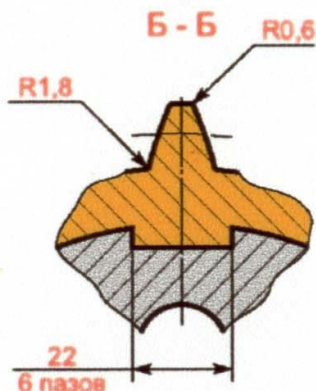
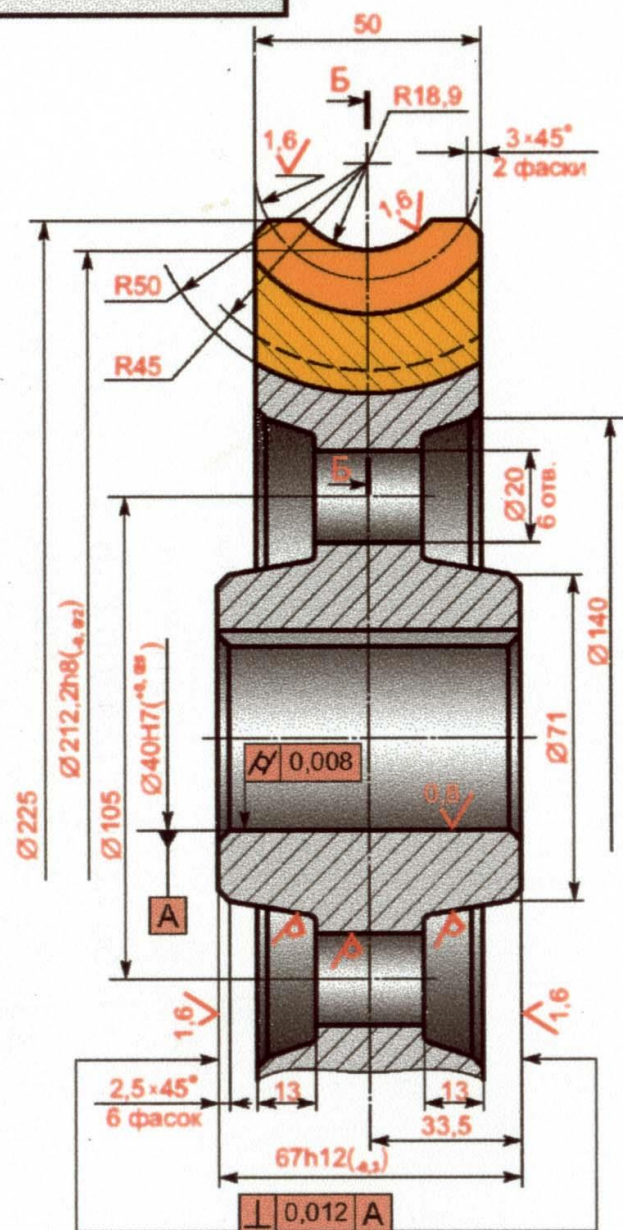




1. 240...280 НВ кроме мест, обозначенных особо.
2. * Размер обеспечивает инструмент.
3. Концы витков толщиной менее 5 мм удалить.
4. -IT14, +IT14, $\pm t/2$.

[illegible]

6,3
✓(✓)



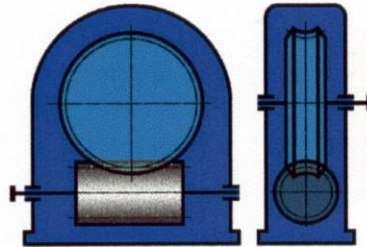
Модуль	m	6,3
Число зубьев	z ₂	32
Направление линии зуба	-	Правое
Коэффициент смещения червяка	x	-0,159
Исходный производящий червяк	-	ГОСТ 19036-81
Степень точности по ГОСТ 3675-81	-	8-8-7-B
Межосевое расстояние	a _w	125±0,06
Делительный диаметр	d ₂	201,6
Вид сопряженного червяка	-	ZI
Число витков сопряженного червяка	z ₁	1
Обозначение чертежа сопряженного червяка		

1. Материал венца - бронза БрО10Ф1 ГОСТ 613-79.
2. Материал центра - чугун СЧ15 ГОСТ 1412-85.
3. Радиусы скруглений 5 мм max.
4. Уклоны формовочные 3°.
5. -IT14, +IT14, ± t₂/2.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Колесо червячное К			Лит.	Масштаб
Разраб.	Пров.	Т. контр.	Н. контр.	Утв.				12,5	1:1
					Лист		Листов 1		

СХЕМЫ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

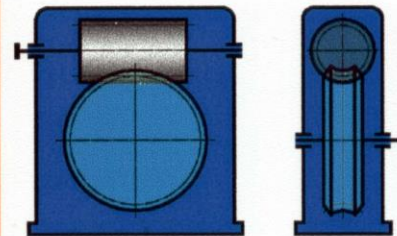
Червяк под колесом



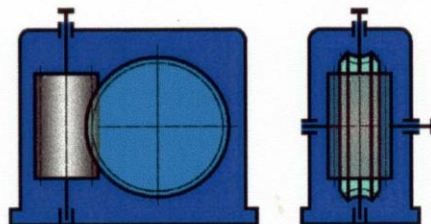
Рекомендуется при окружной скорости червяка до 4...5 м/с. Смазывание деталей редуктора - окунанием червяка на высоту витка в масло с образованием масляного тумана.

Червяк над колесом

Рекомендуется при окружной скорости червяка более 4...5 м/с. При больших скоростях в смазку окунается тихоходное звено передачи - червячное колесо: уменьшаются потери на разбрызгивание масла и снижается опасность сбрасывания масла с зубьев центробежной силой.



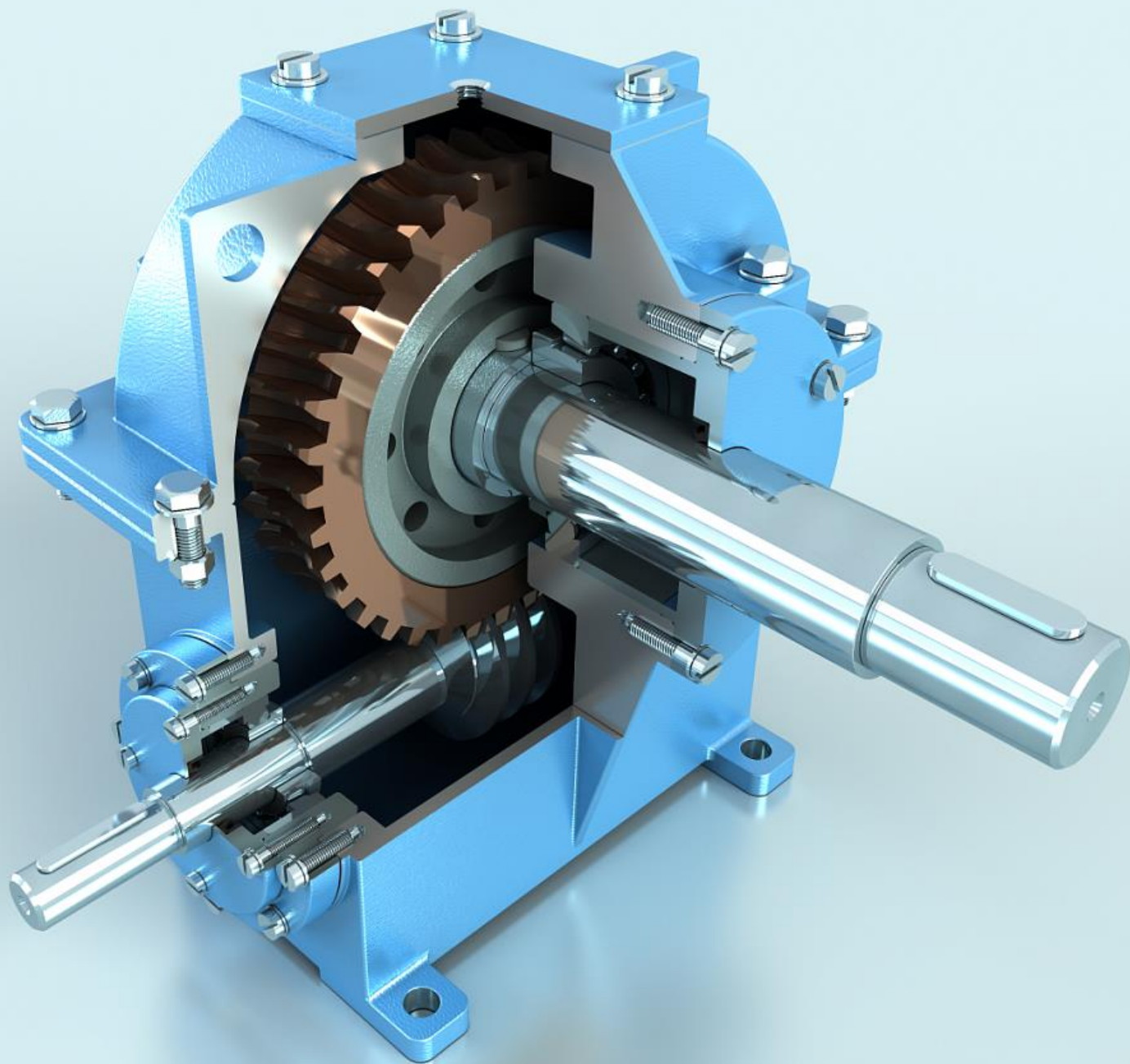
Червяк с вертикальной осью



Червяк сбоку, ось колеса вертикальна

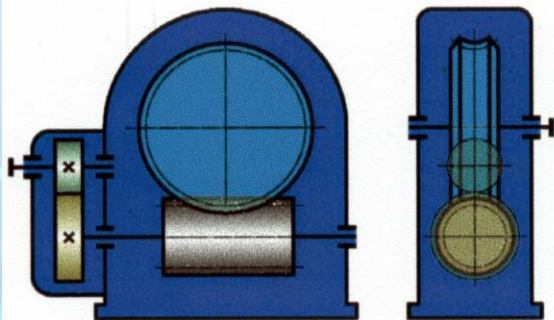


Передачи с вертикальным расположением одного из валов применяются в исключительных случаях вследствие неудовлетворительных условий смазывания подшипников вертикальных валов.



СХЕМЫ КОМБИНИРОВАННЫХ РЕДУКТОРОВ

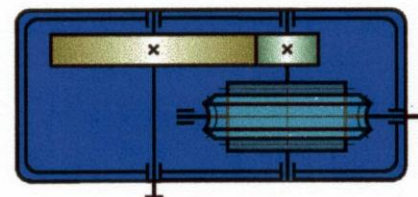
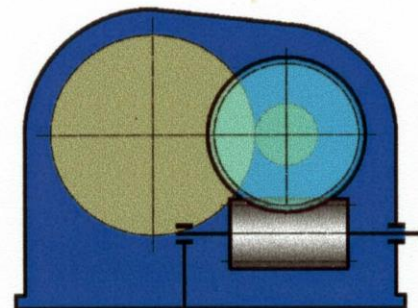
Цилиндрическо-червячный



Из условия компактности редуктора цилиндрическую передачу выполняют с небольшим передаточным числом $u_1 = 2 \dots 3, 15$, а передаточное отношение редуктора ограничивают величиной $i = 16 \dots 200$.

Червячно-цилиндрический

Червячно-цилиндрический редуктор имеет более широкий диапазон передаточных отношений $i = 16 \dots 400$.



The background is a light blue gradient with abstract geometric patterns. On the left, there are concentric circles and radial lines, resembling a stylized eye or a target. On the right, there is a hexagonal grid pattern. The overall aesthetic is modern and technological.

**СПАСИБО
ЗА ВНИМАНИЕ**