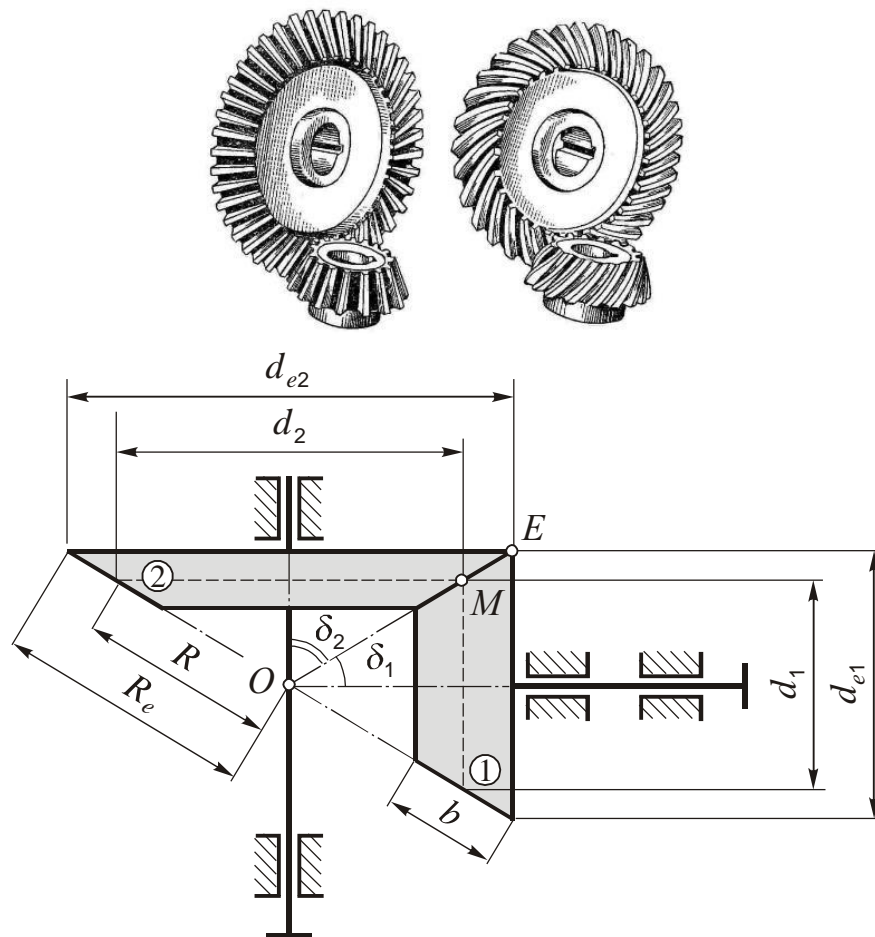


Лекция 4. Конические и червячные передачи

1. Конические зубчатые передачи

Конические передачи служат для передачи вращения между колесами с пересекающимися осями. Наиболее распространены *ортогональные* передачи, оси колес которых пересекаются под прямым углом. По сравнению с цилиндрическими конические передачи сложнее в изготовлении и требуют повышенной точности при монтаже. В многоступенчатых зубчатых редукторах коническую ступень ставят первой по схеме. Она воспринимает меньшую нагрузку и, следовательно, имеет меньшие габариты. Остальные ступени выполняют цилиндрическими.

Конические колеса изготовляют *прямозубыми* и с *круговыми* зубьями. Последние обладают повышенной нагрузочной способностью и плавностью хода. Менее распространены передачи с циклоидальной и эвольвентной линией зубьев.



Геометрические параметры конической передачи. Рассмотрим коническую зубчатую передачу с прямозубыми колесами, передающую вращение под межосевым углом $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$. На рисунке изображены делительные конусы колес и обозначены следующие параметры:

$R_e = OE$ – внешнее конусное расстояние;

$R = OM$ – среднее конусное расстояние;

b – ширина зубчатого венца;

d_1 и d_2 – средние делительные диаметры колес;

d_{e1} и d_{e2} – внешние делительные диаметры колес.

Размеры профиля зубьев конических колес пропорциональны расстоянию от сечения зуба до вершины O делительного конуса. Здесь различают средний m и внешний m_e модули, которые связаны соотношением

$$m_e = mR_e / R.$$

Делительные диаметры, в зависимости от числа зубьев колес определяются формулами:

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2; \quad d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2.$$

Передаточное число конической передачи

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Поскольку делительные диаметры колес пропорциональны синусам соответствующих углов, имеем:

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

Формула (3.85) справедлива для любого значения межосевого угла Σ . В случае ортогональной передачи ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$) передаточное число

$$u = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2.$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{ei}}{2 \sin \delta_i} = \frac{m_e z_1 \sqrt{1 + u^2}}{2}.$$

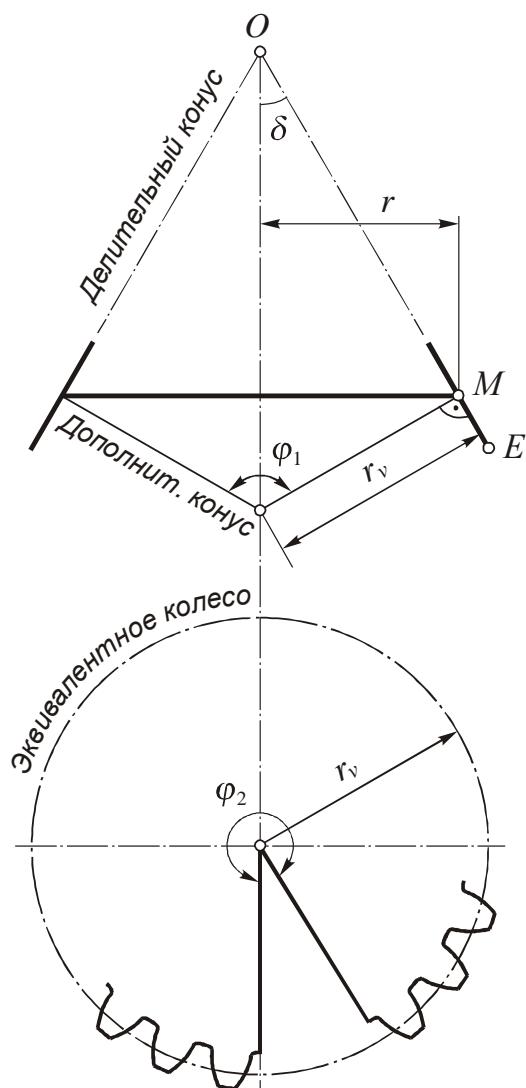
Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b,$$

где ширина зубчатого венца $b = \psi_{be} R_e$. Коэффициент ψ_{be} ширины зубчатого венца обычно принимают равным 0,285.

2. Эквивалентные параметры конических колес

С целью упрощения расчета конических передач на прочность, подобно тому как это делалось в случае косозубых цилиндрических передач, вводят понятие эквивалентного колеса.



Эквивалентным называют такое прямозубое цилиндрическое колесо, форма зубьев которого совпадает с формой зубьев данного конического колеса в нормальном сечении, проходящем через среднюю по длине зуба точку M .

Очевидно, что нормальные профили всех зубьев колеса лежат на конической поверхности, образующие которой перпендикулярны образующим делительного конуса. Эта поверхность называется *дополнительным конусом*.

Развертка дополнительного конуса как раз и представляет собой эквивалентное колесо. Параметры этого колеса называют эквивалентными.

Эквивалентный радиус, как легко определить из геометрии рисунка,

$$r_v = r / \cos \delta.$$

Эквивалентный диаметр

$$d_v = d / \cos \delta.$$

Длина делительной дуги развертки, которая имеет вырезанный сектор, равна $2\pi r$, а длина окружности полного эквивалентного колеса – $2\pi r_v$.

Числа зубьев конического и эквивалентного колес относятся как длины указанных дуг, поэтому эквивалентное число зубьев

$$z_v = z / \cos \delta.$$

Эквивалентные параметры имеют практическое значение при расчете конических передач на прочность, поскольку позволяют вместо сложных в геометрическом плане конических колес рассматривать эквивалентные им цилиндрические колеса.

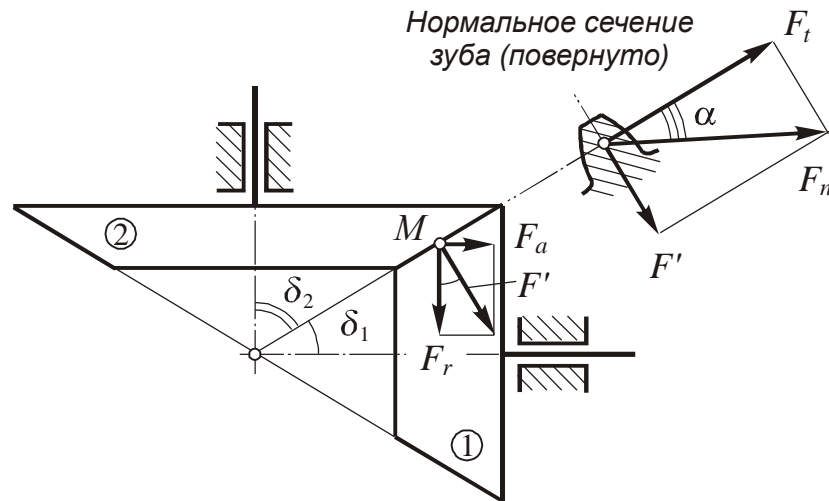
3. Силы в зацеплении конических колес

Определим составляющие силы зацепления конических колес по известному вращающему моменту T_1 на входном валу. Окружная составляющая может быть найдена по общей формуле, справедливой для любой передачи вращения:

$$F_t = 2T_1 / d_1.$$

Полная сила зацепления лежит в нормальном сечении зуба под углом зацепления α к окружному направлению (рис. 3.33) и равна:

$$F_n = F_t / \cos \alpha.$$



Составляющая F' , играющая в выводе вспомогательную роль, также лежит в нормальном сечении зуба и равна:

$$F' = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

Эта же сила лежит в основной плоскости рисунка и составляет угол δ_1 с радиальным направлением для шестерни 1. Она может быть разложена на радиальную и осевую составляющие:

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1.$$

Ввиду взаимной ортогональности радиального и осевого направлений шестерни и колеса конической передачи имеют место равенства:

$$F_{r2} = F_{a1}; \quad F_{a2} = F_{r1}.$$

Осевые и радиальные составляющие силы зацепления способствуют перекосу валов под нагрузкой, что является одним из основных недостатков конических передач. Кроме того, конические передачи требуют аккуратного монтажа и тщательной геометрической настройки, а значительные по величине осевые силы требуют применения сложных в изготовлении конических радиально-упорных подшипников.

4. Червячные передачи

Червячные передачи относят к *гиперболоидным* зубчатым передачам, отличительной особенностью которых являются скрещивающиеся оси валов. В большинстве случаев валы скрещиваются под углом 90° . Передача состоит из червяка 1 и червячного колеса 2. Червяк имеет малое число винтообразных зубьев (заходов) и похож на винт. Число заходов червяка $z_1 = 1 \dots 4$. Червячное колесо в целом похоже на косозубое цилиндрическое колесо.

Различают червячные передачи двух основных видов: *цилиндрические* и *глобоидные*.

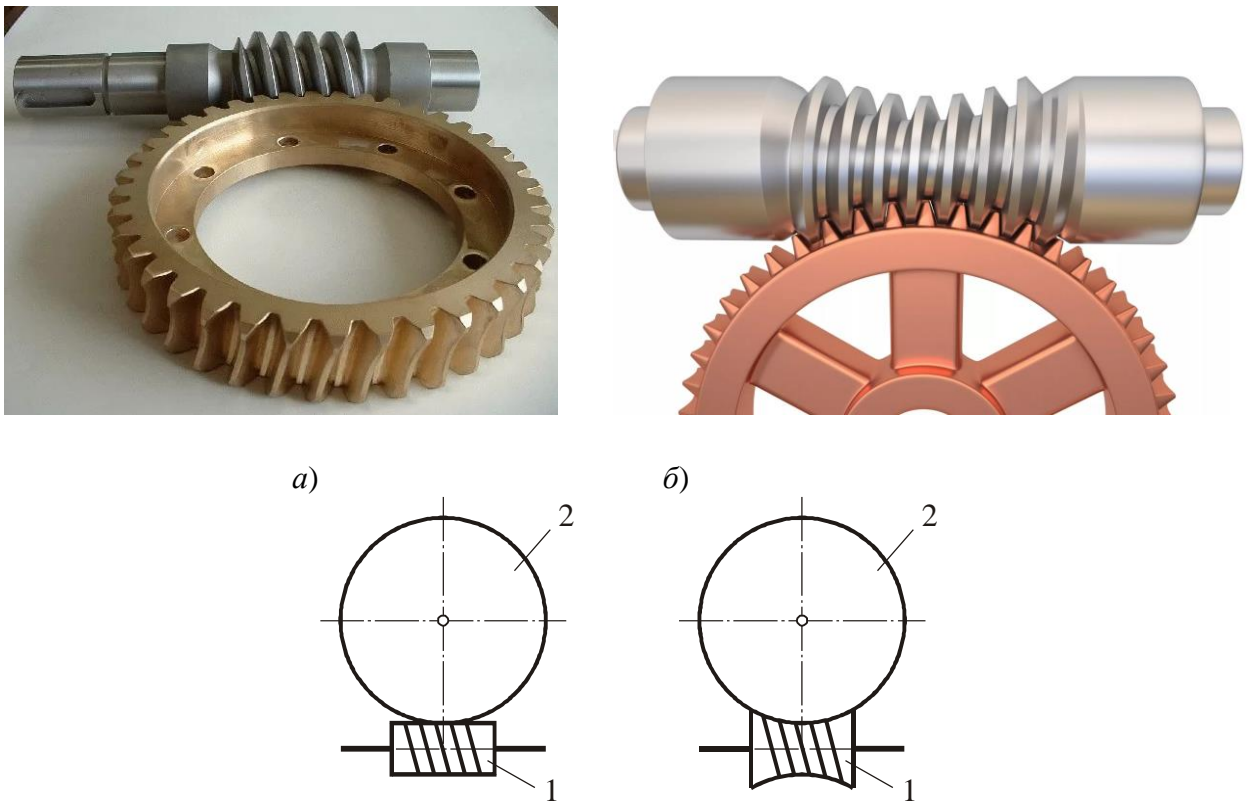


Рис. 3.36. Схемы червячных передач: *а* – цилиндрической; *б* – глобоидной

Глобоидные передачи имеют червяк охватывающей формы, что увеличивает площадь контакта и позволяет повысить несущую способность передачи в 1,5 ... 4 раза. Однако глобоидные передачи сложнее в изготовлении и требуют более точного монтажа. Кроме того, они обладают повышенным тепловыделением и нуждаются в интенсивном охлаждении.

В передачах небольшой мощности (до 3 кВт) применяют червяки, которые изготавливают из термически улучшаемых сталей марок 35, 45, 50, 35ХМ и др. Поверхность имеет твердость < 350 НВ и не шлифуется.

При бóльших мощностях применяют эвольвентные червяки, изготавливаемые из сталей, допускающих цементацию, марок 15Х, 20Х, углеродистых сталей марок 40, 45, 50 и легированных сталей 40Х, 20ХН, 40ХН, 30ХГСА и

др. Поверхностная твердость витков $H = 45 \dots 50$ HRC. После термической обработки витки эвольвентных червяков шлифуют и полируют.

Червячные колеса открытых передач изготавливают из чугунов СЧ 10, СЧ 15, СЧ 20, а колеса закрытых передач, в зависимости от скорости скольжения, – из бронз БрА9Ж3Л, БрА10Ж4Н4Л, БрО6Ц6С3, БрО5Ц5С6, БрО10Ф1, БрОНФ, латуней ЛАЖМц66-6-3-2, ЛМцС58-2-2 и др. С целью экономии бронзы колёса часто выполняют составными: с бронзовым зубчатым венцом и чугунным или стальным центром.

Достоинства червячных передач:

- плавность хода и бесшумность работы;
- ввиду малости числа заходов червяка z_1 передаточное отношение

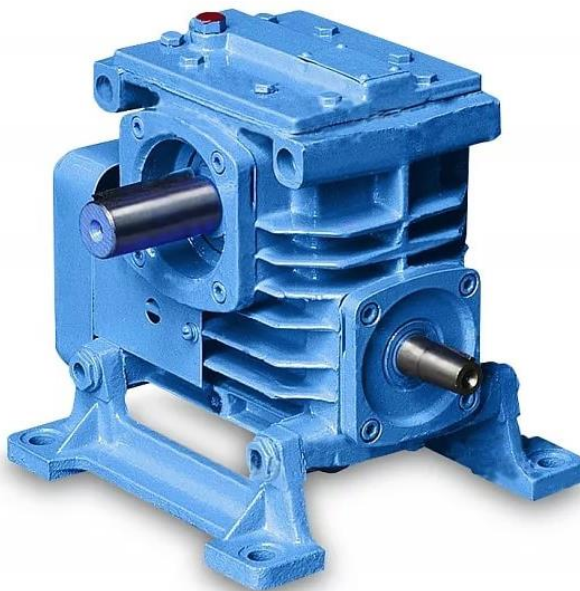
$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

может достигать до 100, а в некоторых случаях и выше. Реализация больших передаточных чисел является главным достоинством червячных передач;

- при угле подъема винтовой линии, меньшем чем угол трения, червяк, подобно винту в резьбовых соединениях, обладает свойством самоторможения, что даёт возможность выполнить механизм без тормозного устройства.

Недостатки:

- значительное относительное скольжение витков червяка и зубьев колеса вызывает усиленное тепловыделение, повышенный износ и склонность к заеданию;



- низкий коэффициент полезного действия червячных передач: $\eta = 0,7 \dots 0,92$, как следствие скольжения в контакте и связанных с этим потерь механической энергии;

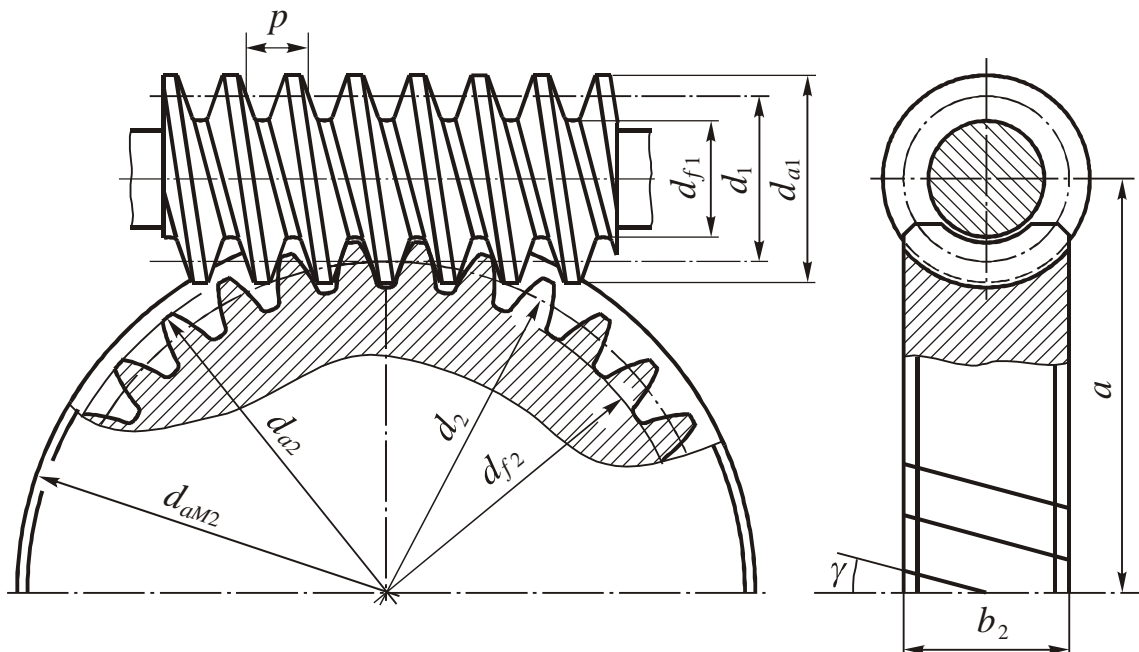
- необходимость принятия конструктивных мер по охлаждению передачи, поскольку из-за низкого КПД и малых габаритов червячных передач в

них происходит интенсивное тепловыделение. Например, в червячных редукторах при окружной скорости червяка большей 7 ... 10 м/с применяют циркуляционно-принудительную смазку, при которой масло от насоса через фильтр и холодильник подается в зону зацепления, смазывая и охлаждая детали передачи. Кроме того, применяют вентиляторы, змеевики, а детали корпусов редукторов выполняют ребристыми, увеличивая площадь теплоотдающей поверхности.

5. Геометрические параметры червячной передачи

Размеры деталей червячной передачи с некорригированным колесом определяют следующие главные параметры:

z_1 – число заходов червяка; z_2 – число зубьев червячного колеса;
 m_x – осевой модуль; q – коэффициент диаметра червяка.



Значения осевого модуля зацепления и соответствующие им коэффициенты диаметра червяка выбирают из таблицы ГОСТ 2144-76.

Приведем формулы для остальных параметров передачи, которые являются производными от перечисленных выше главных параметров.

Осевой шаг червяка

$$p = \pi m_x.$$

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = m_x q.$$

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = m_x z_2.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = m_x (q + 2); \quad d_{a2} = m_x (z_2 + 2).$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = m_x (q - 2,4); \quad d_{f2} = m_x (z_2 - 2,4).$$

Делительный угол подъема винтовой линии червяка определяется формулой, аналогичной формуле для угла подъема резьбы:

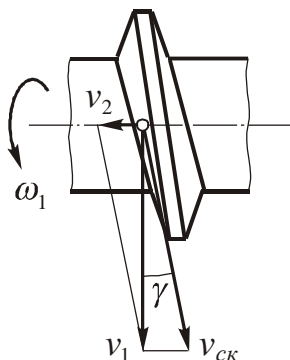
$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p z_1}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}.$$

Межосевое расстояние некорригированной передачи равно полусумме делительных диаметров:

$$a = 0,5 m_x (q + z_2).$$

6. Кинематический расчет червячных передач

Движение червячной передачи сопровождается относительным скольжением ее звеньев.



Скорость скольжения определим с помощью векторной формулы кинематики относительного движения точки:

$$\vec{v}_{ск} = \vec{v}_1 - \vec{v}_2.$$

Окружные скорости червяка и червячного колеса можно выразить через угловые скорости звеньев или частоты их вращения:

$$v_1 = \omega_1 d_1 / 2 = \pi n_1 d_1 / 60;$$

$$v_2 = \omega_2 d_2 / 2 = \pi n_2 d_2 / 60.$$

Величину скорости скольжения можно найти как одну из сторон в параллелограмме скоростей:

$$v_{ск} = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cos \gamma}.$$

Из полученной формулы видно, что скорость скольжения в контакте червячной пары превосходит окружную скорость v_1 червяка и, тем более, окружную скорость v_2 колеса. Сопутствующее скольжению трение существенно снижает КПД червячных передач.

7. Силы в червячном зацеплении

Коэффициент полезного действия червячной передачи вычисляют по приближенной формуле:

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \rho')},$$

в которой приближенным является коэффициент 0,95, учитывающий гидродинамические потери при движении слоя смазки, в то время, как дробь справа – теоретически точное значение КПД винтового механизма, если рассматривать червяк как винт. Параметр $\rho' = \operatorname{arctg} f'$ представляет собой приведенный угол трения в контакте червячной пары. Из определения КПД следует:

$$N_2 = \eta N_1 \rightarrow T_2 \omega_2 = \eta T_1 \omega_1.$$

Из последнего равенства находим, что вращающие моменты на валах связаны соотношением

$$T_2 = u \eta T_1,$$

где $u = z_2/z_1$ – передаточное число.

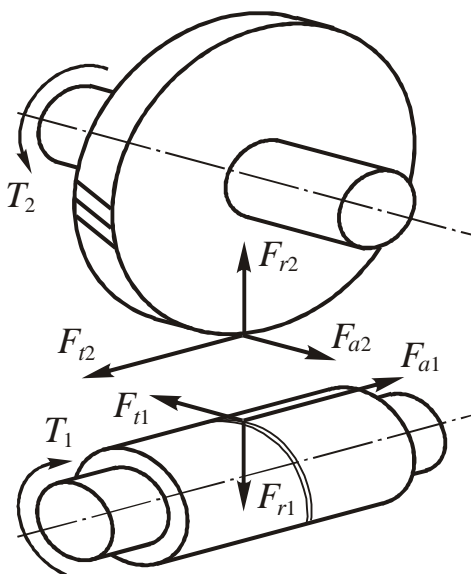
На рисунке изображены силы, действующие в зацеплении.

Согласно принципу равенства действия противодействию окружная сила, действующая на червяк, равна осевой силе, действующей на колесо, а окружная сила, действующая на колесо, равна осевой силе, действующей на червяк:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1; \quad F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2.$$

Радиальные силы находят по формуле для радиальных сил в косозубом зацеплении, поскольку червячное колесо является, по сути, косозубым колесом:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}.$$



Полная сила в зацеплении также может быть определена по формуле косозубого зацепления:

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma}.$$