

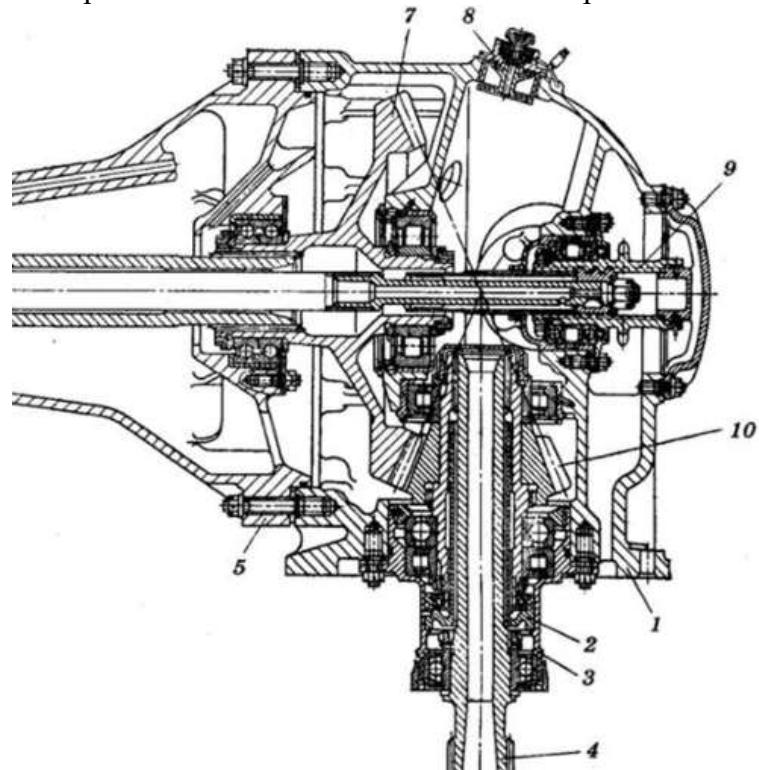
Конические передачи



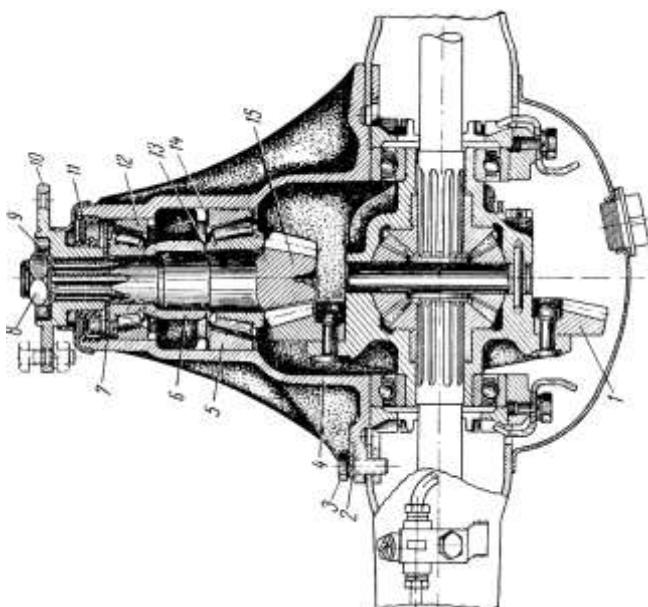
затворы плотин



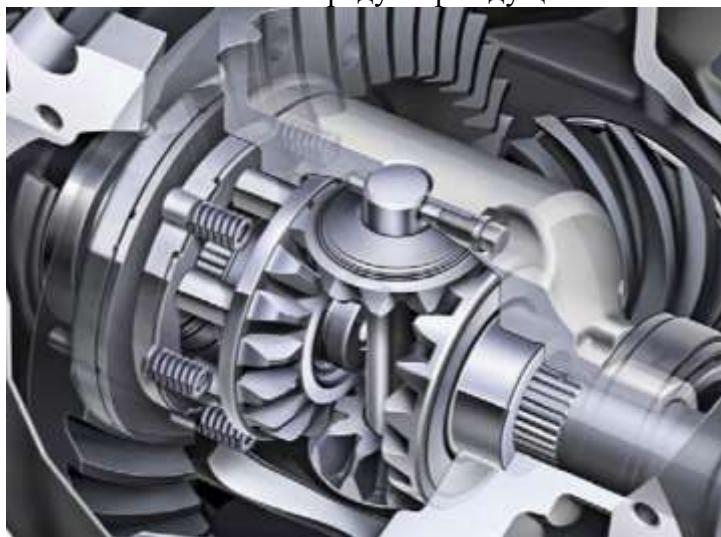
спирально-конический редуктор



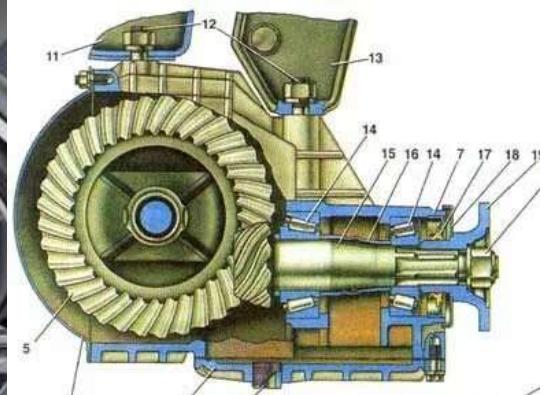
хвостовой редуктор вертолета



редуктор ведущего моста ГАЗ 3102 «Волга»



дифференциал



передний мост Нивы (со смещением)

Конические зубчатые передачи. Устройство.



Зубчатую передачу с пересекающимися осями, у которой начальные и делительные поверхности колес конические, называют **конической**.

Коническая передача состоит из двух конических зубчатых колес и служит для передачи врачающего момента между валами с пересекающимися осями под углом. Наиболее распространена в машиностроении коническая передача с углом между

осами $Z = 90^\circ$ - ортогональная, но могут быть передачи и с углом и более 90° и до 170° .

КЗП различаются по форме зуба:

- с прямыми зубьями
- с тангенциальными зубьями
- с круговыми зубьями



Разновидностью конической передачи является передача **гипоидная передача**. Оси колес не пересекаются, а перекрещиваются. Эта передача находит применение в автомобилях.



Гипоидная передача (со смещением)

Достоинства и недостатки

- + передача движения под углом. Удобство компоновки.
- Нагрузочная способность на 20% меньше соразмерных цилиндрических передач
 - это так из-за особенности расположения валов (под углом), возникают проблемы с расположением опор и одно из колес обычно располагается консольно, что способствует увеличению неравномерности распределения нагрузки по длине зуба. В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что по опытным данным, нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет около 0,8 -0,85 цилиндрической.
 - необходимость регулирования зацепления в процессе сборки и эксплуатации.
 - большая сложность изготовления
 - из-за значительных осевых нагрузок увеличивается нагрузка на опоры

Геометрические параметры конических зубчатых колес



По стоимости конические передачи дороже цилиндрических при равных силовых параметрах. Их применение диктуется только необходимостью передавать момент при пересекающихся осях валов. Передаточное число одной пары и $\leq 6,3$.

Вершины начальных и делительных конусов конической передачи находятся в точке пересечения осей валов. Высота и толщина зубьев уменьшаются по направлению к вершинам конусов. Геометрические параметры конической передачи:

δ_1 — угол делительного конуса шестерни;

δ_2 — угол делительного конуса колеса;

d_{e1} — внешний делительный диаметр шестерни;

d_{e2} — то же, колеса;

d_{m1} — средний делительный диаметр шестерни;

d_{m2} — то же, колеса;

b — ширина зубчатого венца (длина зуба);

R_e — внешнее делительное конусное расстояние (или длина дистанции).

Передаточное число конической передачи определяется так:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{1}{\operatorname{tg}\delta_2} = \operatorname{tg}\delta_2$$

В конической передаче может быть бесчисленное множество делительных окружностей. Для расчета в машиностроении принимают внешнюю и среднюю делительные окружности.

Из условия, что в конической передаче модуль и делительный диаметр связаны теми же соотношениями, что и в цилиндрических передачах, т.е. $d = mZ$, определяют внешний d_e и средний d_m делительные диаметры:

$$d_{ei} = m_e Z_i; d_{mi} = m_m Z_i,$$

где m_e — внешний окружной модуль; m_m — средний окружной модуль.

Расчет КП с прямыми зубьями проводят согласно ГОСТ 19624-74, с круговыми зубьями — ГОСТ 19326-74.

Внешний окружной модуль m_e обычно выбирают из стандартного ряда. Округление внешнего модуля до стандартного значения не является обязательным

требованием. Этот модуль называют производственным и по его значению определяют все геометрические параметры зубчатых колес (задают размеры зубьев на внешнем торце, на котором удобно производить измерения).

Средний окружной модуль m_m рассчитывают в зависимости от внешнего окружного модуля m_e . По среднему окружному модулю производят расчет передачи на прочность при изгибе.

Расчет геометрических параметров прямозубой конической передачи

- Внешний делительный диаметр конического колеса d_{e2} определяют из условия прочности: $d_{e2} = 1700 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{[\sigma]^2}}$, где $K_{H\beta}$ – коэффициент нагрузки, где индекс H

означает, что речь о контактной нагрузке, а β – что относительно опор.

- Коэффициент ширины шестерни относительно конусного расстояния $K_{be} = \frac{b}{R_e} \leq 0,315$, предварительно принимают равным 0,285 с последующим уточнением.

- При $K_{be} = 0,285$ определяют ширину зубчатого венца: $b = K_{be} R_e = K_{be} d_{e2} \frac{\sqrt{1+u^2}}{2u}$, и тут берется из ГОСТа.

- Рассчитывают внешний делительный модуль $m_e \geq \frac{b}{\psi_{bm}^*}$. Коэффициент ширины ψ_{bm}^* предварительно принимают равным 1.

- Число зубьев колеса $Z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e}$, округляют до целого, с учетом, что $Z_{min} = 15$.

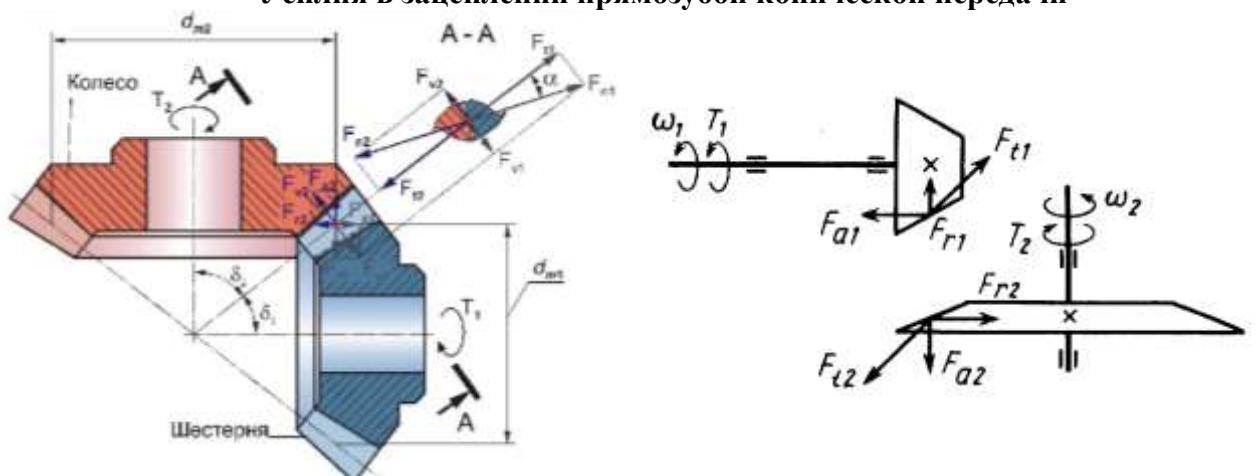
- Число зубьев шестерни $Z_1 = \frac{Z_2}{u}$. Его тоже округляют до целого.

- Уточняют внешний диаметр колеса: $d_{e2} = m_e Z_2$.

- Считают фактическое передаточное число: $u = \frac{Z_2}{Z_1}$.

- Выполняют проверку передаточного числа: $\Delta u = \left| \frac{u - u_{\text{факт}}}{u} \right| 100\% \leq 4\%$.

Усилия в зацеплении прямозубой конической передачи



Силы в зацеплении конической зубчатой передачи

В передаче действует одна сила (в месте зацепления), обусловленная давлением зуба шестерни на зуб колеса. Эта сила как обычно раскладывается на 3 составляющие:

окружная F_{ti} , радиальная F_{ri} и осевая F_{ai} . Принцип их действия такой же как и в цилиндрической передаче, но в связи с особенностями передачи, будут отличия.

Окружная сила: $F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{T_1}{d_1}$, где T_1 – крутящий момент на шестерне, d_1 – диаметр шестерни. Значения сил равны.

Радиальная сила – действует вдоль радиуса к центру вращения: $F_{r1} = F_{t1}\operatorname{tg}\alpha\cos\delta_1$ для шестерни и $F_{r2} = F_{t2}\operatorname{tg}\alpha\cos\delta_2$ – для колеса, где $\alpha = 20^\circ$ – стандартный угол зацепления. Вообще, не всегда 20° , но чаще всего – да.

Осевая сила: $F_{a1} = F_{r2}$, $F_{a2} = F_{r1}$. Впрочем, это видно из рисунка.

Вот отсюда и берутся большие осевые нагрузки на шестеренку.

Проверочный расчет

Расчет зубьев прямозубой конической передачи на изгиб

Расчет производят по аналогии с расчетом цилиндрической прямозубой передачи.

Опытным путем установлено, что нагрузочная способность конической передачи ниже, чем цилиндрической. В соответствии с этим в расчетные формулы для зубьев конической передачи вводят коэффициент K_{FO} , учитывающий снижение их нагрузочной способности по сравнению с зубьями цилиндрических передач.

Расчет на прочность зубьев при изгибе производят по среднему значению модуля зубьев m . Коэффициент формы зуба Y_F выбирают по аналогии с цилиндрической прямозубой передачей, это величина табличная.

Расчетные напряжения изгиба в зубьях конических колес и условие прочности выражаются формулой

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} Y_F}{0,85mb} \leq [\sigma]_F, \text{ где из нового для вас } \psi_{bd} \text{ — коэффициент длины зуба.}$$

Расчет конических прямозубых передач на контактную прочность

В основе данного расчета опять формула Герца

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{2T_2 \sqrt{u^2 + 1}}{K_{H\theta} \psi_{bd} d_1^3 u^2}} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma]_H, \text{ где } Z_H \text{ — коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхности зубьев; } Z_M \text{ — коэффициент, учитывающий механические свойства материала.}$$