

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОСОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Разработал: доцент каф. 202
Ковеза Юрий Владимирович
ауд. 227 МК
khai202.ho.ua

Лектор: ассистент каф. 202
Светличный Сергей Петрович
ауд. 246

Содержание лекции:

1. Преимущества и недостатки.
2. Основные соотношения для колес без смещения.
3. Силы действующие в зацеплении.
4. Проектровочный расчет.
5. Проверочный расчет по контактной прочности.
6. Проверочный расчет по изгибной прочности.

Основные характеристики

В редукторах и приводах авиационных изделий приблизительно **97%** цилиндрических колёс являются прямозубыми. В основном это объясняется сложностью изготовления колёс, опор и корпусов, а также использованием планетарных и дифференциальных механизмов.

В общем машиностроении используют примерно **30 %** косозубых передач.

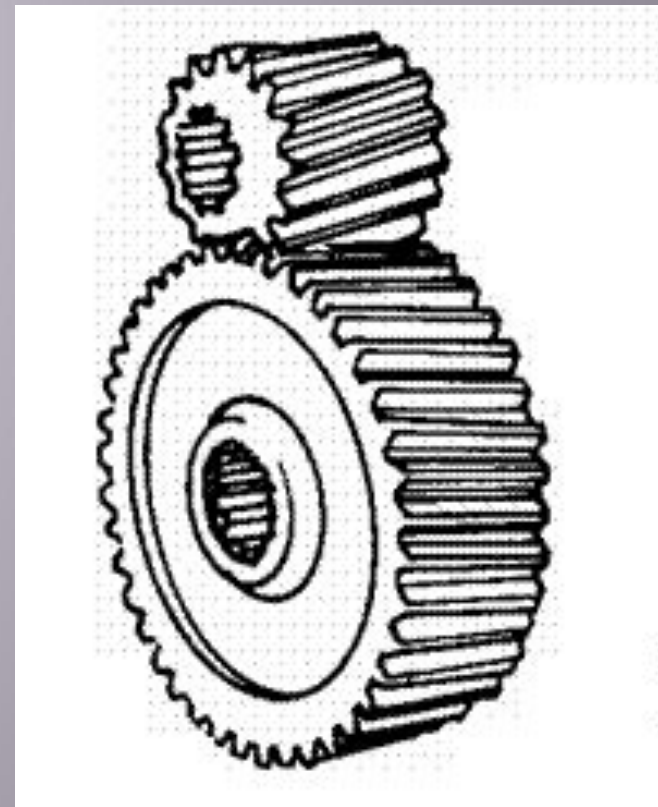
Основные характеристики

Преимущества:

- имеют нагрузочную способность выше, чем прямозубые передачи;
- работают плавно и тише;
- меньшие габариты и масса.

Недостатки:

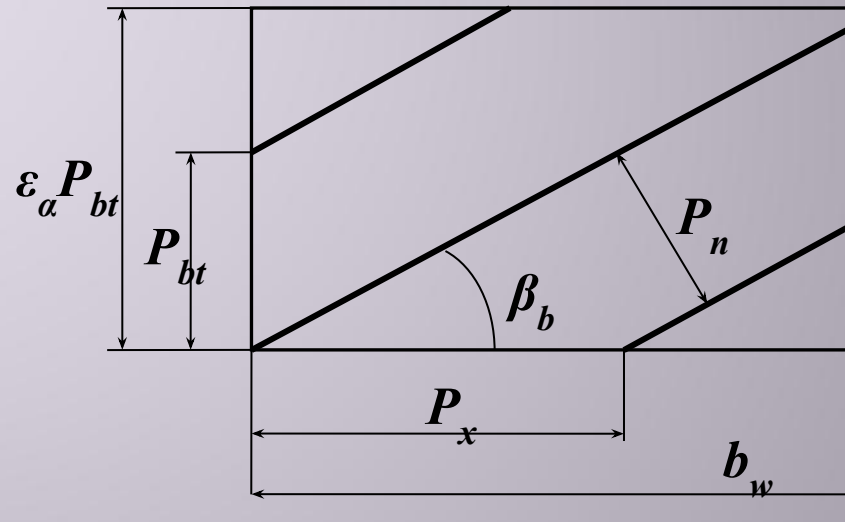
- наличие осевых сил, которые увеличиваются с ростом угла наклона;
- сложнее в изготовлении.



Основные соотношения для колес без смещения

Параметры	Формулы
Делительный угол профиля	$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}\right)$
Угол зацепления в нормальном сечении	$\alpha_{nW} = \arctg(\operatorname{tg}\alpha_{tW} \cos\beta)$
Делительный угол наклона	7...20° в косозубых передачах 28...40° в шевронных передачах
Основной угол наклона	$\beta_B = \arcsin(\sin\beta \cos\alpha)$
Модуль (m_n – нормальный, обычно, в силу технологических особенностей, стандартный. m_t – торцовый модуль)	$m_t = \frac{d}{Z} = \frac{m_n}{\cos\beta}$
Делительное межосевое расстояние	$a = 0,5m \frac{(Z_2 \pm Z_1)}{\cos\beta}$
Делительный диаметр	$d = \frac{m_n Z}{\cos\beta}$

Основные соотношения для колес без смещения



Коэффициент торцового перекрытия

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$$

Коэффициент осевого перекрытия

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{b_w \sin \beta}{p_n} = \frac{b_w}{\pi m_n} \sin \beta$$

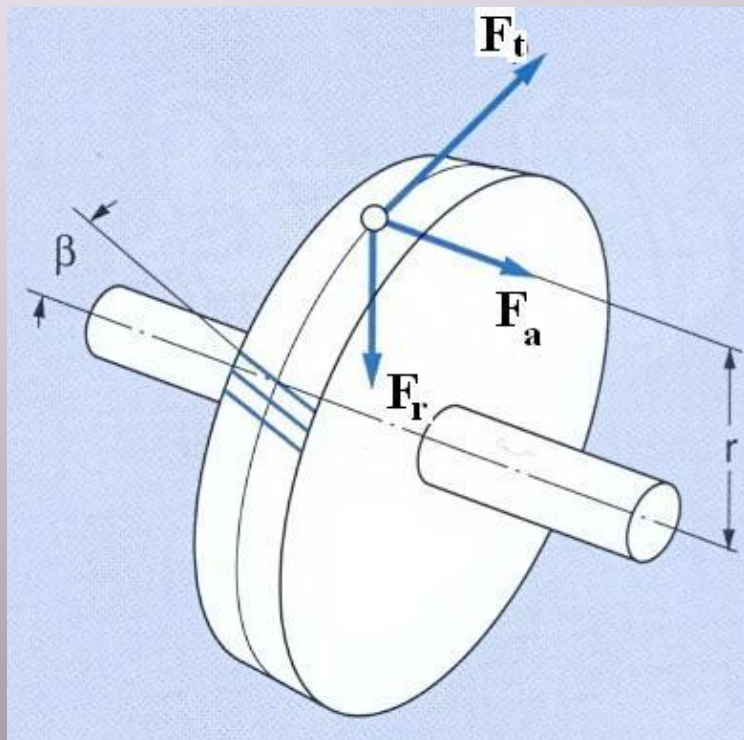
Суммарный коэффициент перекрытия

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$$

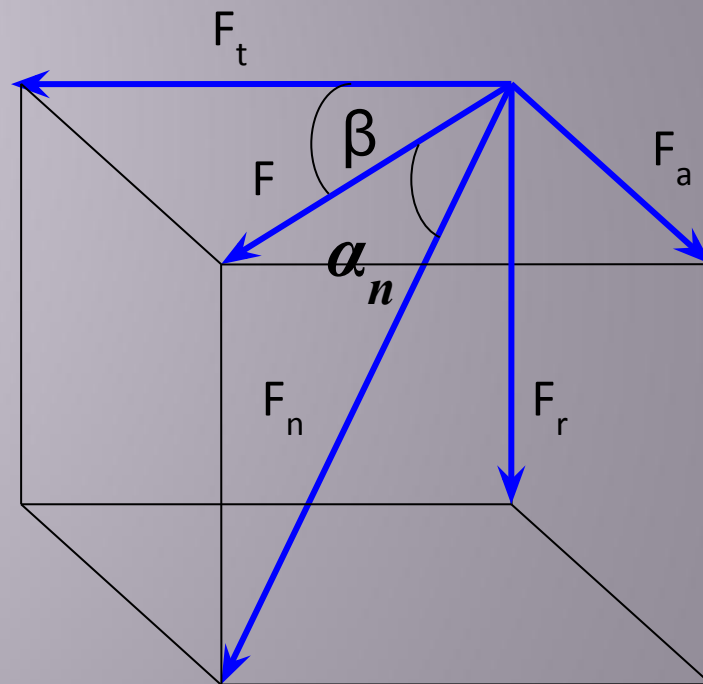
Эквивалентное число зубьев

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$

Силы, действующие в зацеплении



$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$$



$$F_t = \frac{2T_1}{d_{W1}} = \frac{2T_2}{d_{W2}}$$

$$F_r = F \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}$$

Проектировочный расчет

1. По диаметру начальной окружности шестерни

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\sigma]_H^2} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} \quad K_d = 675$$

2. По межосевому расстоянию

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u_{12} [\sigma]_H^2}}; \quad K_a = 430$$

3. По модулю

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_{FS_1}}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma]_F}} \quad K_m = 11,2$$

Проектировочный расчет

Определение
окружного
модуля

Расчёт
нормального
модуля

Округление
нормального
модуля до
стандартного

$$m_{tp} = \frac{d_{w1}}{z_1} \quad m_n = m_t \cos \beta$$

Расчёт размеров
шестерни

Расчёт окружного
модуля

$$m_t = m_{ncm} / \cos \beta$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_W \sin \beta}{\pi m_n} \geq 1,1$$

Проверка условия

Расчёт
параметров
колеса

Проверочный расчет по контактной прочности

- Расчет косых зубьев на контактную выносливость по сравнению с прямыми зубьями имеет две особенности:
 - 1) в определении суммарной длины контактных линий;
 - 2) в нахождении приведенного радиуса кривизны.

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{K_H F_t}{d_1 \cdot b_W} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H]$$

Проверочный расчет по контактной прочности

Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}$$

Проверочный расчет по контактной прочности

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Для косозубых колёс при $\varepsilon_\beta \geq 1,1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

ε_α – коэффициент торцового перекрытия. Для косозубых передач без смещения

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$$

Проверочный расчет по изгибной прочности

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_{FS}}{b_W m} Y_\varepsilon Y_\beta \leq [\sigma]_F$$

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 29,7 \frac{x}{z_v} + 0,092 x^2$$

где $Z_v = Z / \cos^3 \beta$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} > 0,7 \quad Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$$

Проверочный расчет по изгибной прочности

- Косозубые передачи имеют большую нагрузочную способность по изгибу зубьев, чем прямозубые, что объясняется такими факторами:
 1. Снижение динамических нагрузок вследствие большей многопарности и плавности, которое учитывает коэффициент динамической нагрузки .
 2. Наклон контактных линий к основанию зубьев и работа зубьев как пластин, что учитывает коэффициент Y_β

Проверочный расчет по изгибной прочности

3. Утолщение зубьев и уменьшение коэффициента формы зубьев, который выбирают по эквивалентному числу зубьев.
 4. Лучшие приработка и совместная работа зубьев, что учитывает коэффициент $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$
- При расчетах зубьев на изгиб стараются придерживаться равнопрочности зубьев шестерни и колеса.

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{FS1}} = \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{FS2}}$$