

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

«Уфимский государственный авиационный технический университет»

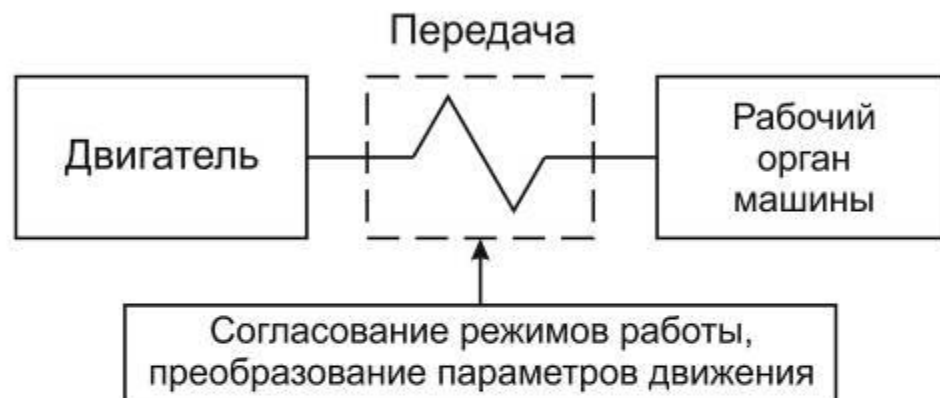
Кафедра «Основы конструирования
механизмов и машин»

Шустер Л.Ш., Минигалеев С.М.

**Электронный конспект лекций по курсу
«Детали машин и основы конструирования»**

Уфа - 2013

Общие сведения, классификация, кинематические и энергетические соотношения



МЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

НАЗЫВАЕТСЯ МЕХАНИЗМ,

КОТОРЫЙ ПРЕОБРАЗУЕТ ПАРАМЕТРЫ ДВИЖЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ В ПРОЦЕССЕ ПЕРЕДАЧИ ЕГО ОТ ДВИГАТЕЛЯ К ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНАМ МАШИНЫ.

Общие сведения

Механические передачи изменяют величину скорости и направление движения, многократно увеличивают вращающий момент.

Роль понижающей механической передачи в машиностроении значительно возросла в связи с широким распространением экономичных быстроходных двигателей.

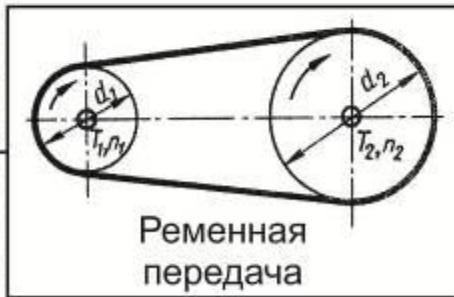
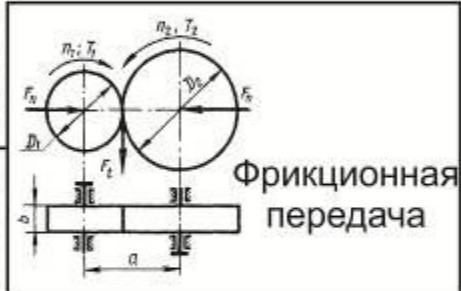
Механические передачи используются также как преобразователи вращательного движения в поступательное, винтовое и др.

Классификация передач

Механические передачи

Использование
трения

Использование
зацепления





I - входной (ведущий) вал

II - выходной (ведомый) вал

Основные характеристики передачи

1. Мощность на входном и выходном валах P_1 и P_2 [кВт]
2. Частота вращения входного n_1 и выходного n_2 валов [об/мин]

Производные характеристики

1. Коэффициент полезного действия (КПД) $\eta = \frac{P_2}{P_1} = 1 - \frac{P_1 - P_2}{P_1}$
2. Передаточное отношение $i = \frac{n_1}{n_2}$

Если $i > 1$ – редуктор; если $i < 1$ – мультипликатор

i – может быть ступенчатое;

i – может быть бесступенчатое (вариатор)

Основные соотношения между силовыми параметрами передачи

1. $P = F_t \cdot V$ [Вт]

F_t - окружная сила, Н

V - окружная скорость, м/с.

$$P = T \cdot \omega;$$

2. $T = 9550 \cdot \frac{P}{n}$ [Н·м]

P - мощность, кВт

n - частота вращения, об/мин

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000}; \quad \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

3. $T_{II} = T_I \cdot i \cdot \eta$

3.1. Передачи зубчатые

3.1.1. Классификация

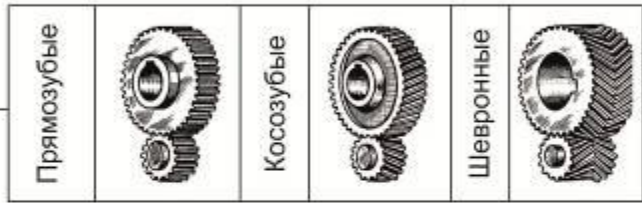
3.4

Передачи зубчатые

По виду профиля зубьев

Эвольвентные

Круговые



По относительному расположению геометрических осей

Параллельное расположение геометрических осей

Зубчатые передачи цилиндрическими колесами

По расположению зубьев относительно образующей цилиндра

По виду зацепления



Пересекающиеся геометрические оси

Зубчатые передачи коническими колесами

По расположению зубьев относительно образующей конуса



Скрещивающиеся геометрические оси

Передачи винтовыми и гипоидными колесами



3.1.2. Достоинства и недостатки

Достоинства зубчатых передач:

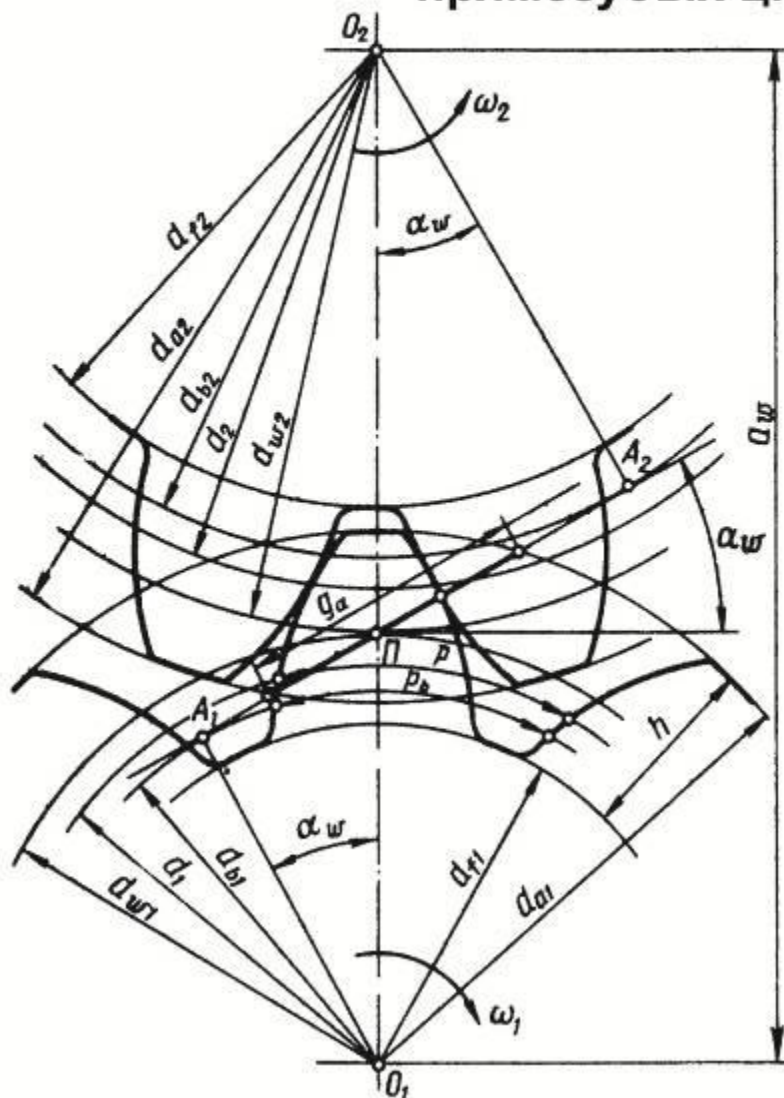
- Высокий КПД;
- Компактность;
- Надежность и простота в эксплуатации;
- Постоянство передаточного отношения
(благодаря жесткой кинематической связи);
- Большой диапазон передаваемых мощностей.

Недостатки зубчатых передач:

- Сложность изготовления;
- Шум при высоких окружных скоростях и неточном изготовлении;
- Громоздкость при передаче движения на большие расстояния.

3.1.2. Эвольвентные зубчатые цилиндрические передачи

3.1.2.1. Некоторые элементы геометрии эвольвентных прямозубых цилиндрических передач



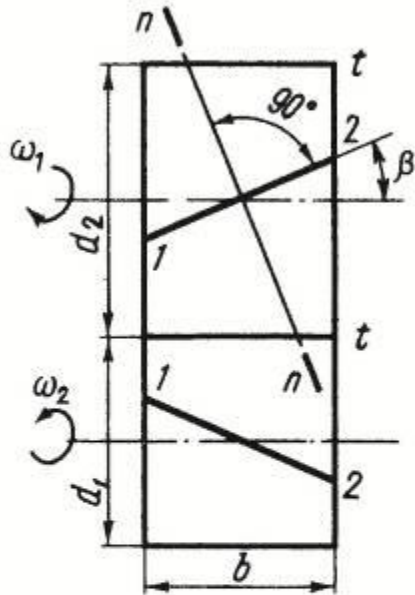
Термины и обозначения, используемые в изучаемом курсе:

1. Меньшее из пары зубчатых колес называется шестерней; большее – колесом;
2. Число зубьев шестерни – Z_1 ;
число зубьев колеса – Z_2 ;
3. Передаточное число $u = \frac{Z_2}{Z_1} \geq 1$;
4. q_a – длина активной линии зацепления;
5. Π – полюс зацепления;
6. d_1 и d_2 – делительные диаметры шестерни и колеса; $d_1 = m \cdot z_1$; $d_2 = m \cdot z_2$
7. α_w – угол зацепления;
8. a_w – межосевое расстояние.

$$d_a = d + 2 \cdot m; d_f = d - 2,5 \cdot m; h = 2,25 \cdot m \text{ (при } X = 0 \text{)}$$

3.1.2.2. Особенности геометрии косозубых цилиндрических колес

3.8



1. $n-n$ – нормальное сечение:

m_n – нормальный модуль (стандартный)

2. $t-t$ – торцовое сечение:

m_t – модуль торцовый

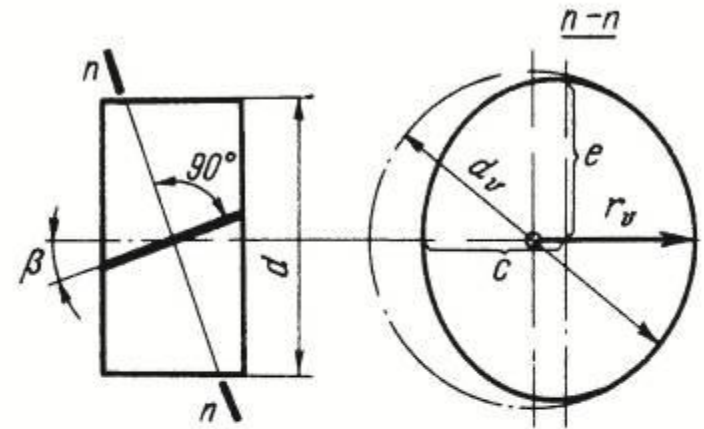
$$m_t = m_n / \cos \beta$$

3. Делительный диаметр

$$d = m_t \cdot z = m_n \cdot z / \cos \beta.$$

4. Форму косо́го зуба в нормальном сечении $n-n$ принято определять через параметры эквивалентного прямозубого колеса (образуемого сечением $n-n$): эллипса с полуосями

$$c = r, e = r / \cos \beta, \text{ где } r = d / z$$



Диаметр эквивалентного прямозубого колеса

$$d_v = d / \cos^2 \beta$$

Число зубьев эквивалентного прямозубого колеса

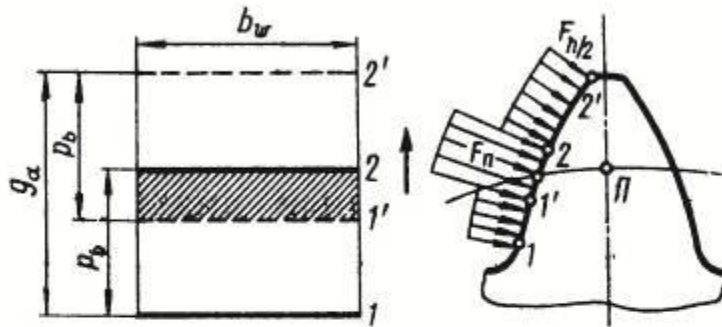
$$z_v = z / \cos^3 \beta$$

Эквивалентные параметры

увеличиваются с увеличением угла β

3.1.2.3. Коэффициент торцового перекрытия ε_α и изменение нагрузки по профилю зуба

Поле зацепления прямозубой цилиндрической передачи

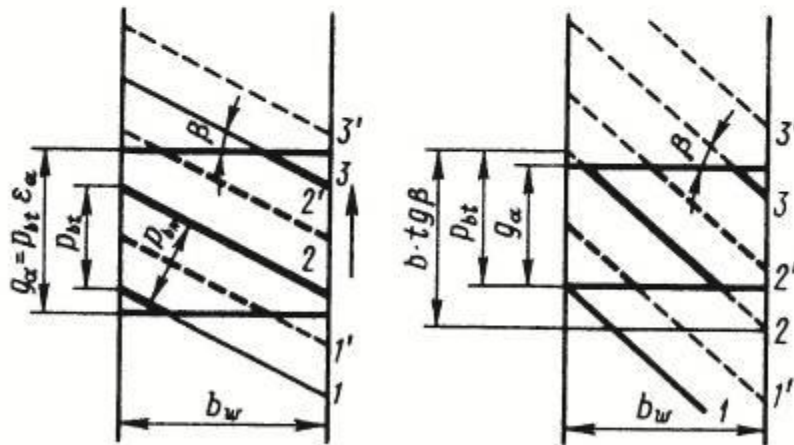


1-1' и 2-2' – зоны двухпарного зацепления
1'-2 – зона однопарного зацепления
Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = q_a / p_b$$

По условию непрерывности зацепления
и плавности хода $\varepsilon_\alpha > 1$.

Поле зацепления косозубой цилиндрической передачи



1. Косые зубья входят и выходят из зацепления не сразу по всей длине, а постепенно.
2. Отсутствует зона однопарного зацепления.
3. Коэффициент осевого перекрытия

Рекомендации $\varepsilon_\beta \geq 1$.

4. Могут работать при $\varepsilon_\alpha < 1$.

или

3.1.2.4. Силы в зацеплении цилиндрических зубчатых передач

3.10

Прямозубая цилиндрическая передача

F_n – нормальную силу (силу зацепления) раскладывают на **две** составляющие:

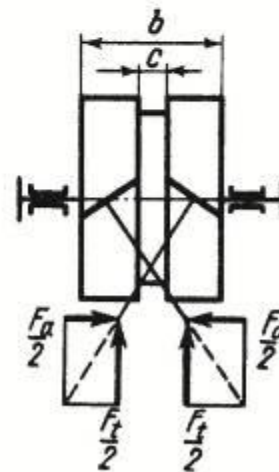
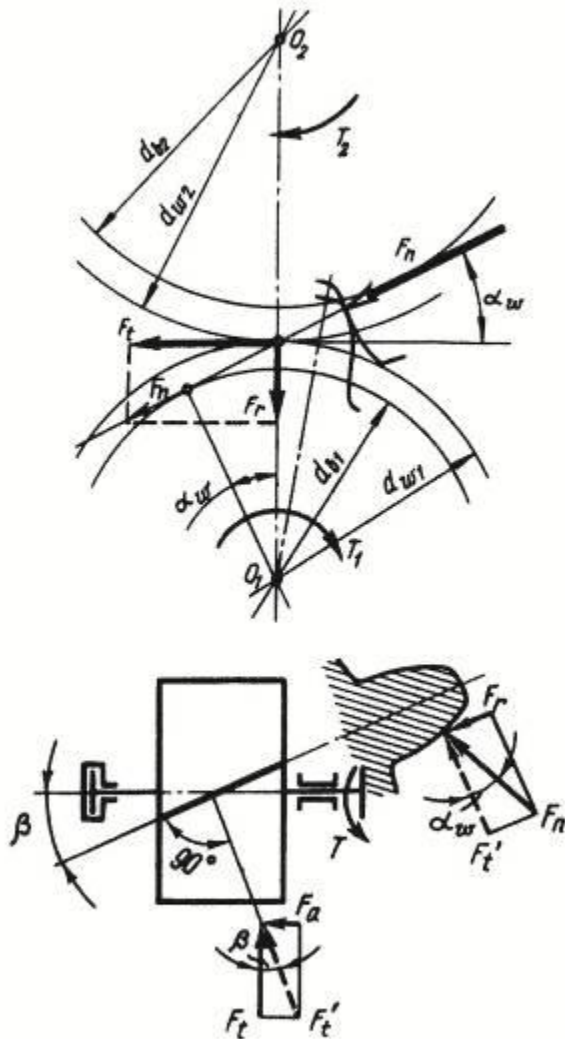
1. F_t – окружная составляющая;
2. F_r – радиальная составляющая

Косозубая и шевронная цилиндрические передачи

F_n – нормальную силу раскладывают на **три** составляющие:

1. F_t – окружную силу;
2. F_a – осевую силу;
3. F_r – радиальную силу

F_t' – вспомогательная сила



Осевые силы в шевронном зацеплении уравниваются на самом зубчатом колесе

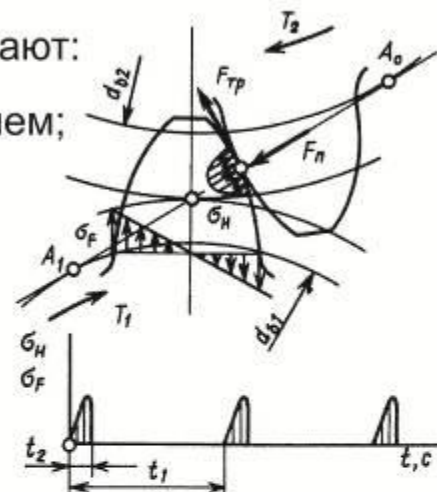
3.1.2.5. Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач

3.11



Решающее влияние на работоспособность оказывают:

1. Силы трения $F_{тр} = f \cdot F_n$, связанные со скольжением;
2. Контактные напряжения σ_H ;
3. Изгибные напряжения σ_F .



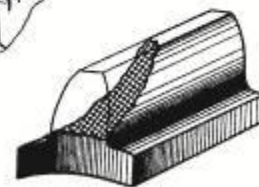
Силы трения разогревают и изнашивают зубья.



Переменные контактные напряжения σ_H приводят к образованию усталостных питтингов (углублений) на зубьях.



Переменные изгибные напряжения σ_F приводят к поломке зуба.



В современной методике расчета из 2-х напряжений σ_H и σ_F за основные приняты контактные напряжения σ_H , от которых зависят габариты передачи.

3.1.2.6. Расчетная нагрузка в зубчатых передачах

3.12

Контактные напряжения 2-х сжатых металлических цилиндров

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{пр}}{\rho_{пр}}}$$

Коэффициент K_α распределения нагрузки между зубьями

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha};$$

для **прямозубых** передач:

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,06 \cdot (n_{ст} - 5) \leq 1,25;$$

для **косозубых** передач:

$$K_{H\alpha} = 1 + c \cdot (n_{ст} - 5) \leq 1,6;$$

($c = 0,15 - H_1$ и $H_2 > 350$ НВ;

$c = 0,25 - H_1$ и $H_2 < 350$ НВ

или $H_1 > 350$ НВ и $H_2 \leq 350$ НВ)

$$5 \leq n_{ст} \leq 9$$

степень точности

Максимальное значение расчетной нагрузки

$$q = \frac{F_n \cdot K}{l_{\Sigma \min}}$$

где K – коэффициент расчетной нагрузки:

$$K = K_\alpha K_\beta K_V$$

(Индекс “H” – для контактных напряжений;

Индекс “F” – для изгибных напряжений)

l_Σ – суммарная длина линий контакта зубьев.

Коэффициент концентрации нагрузки K_β

$$K_{H\beta} \neq K_{F\beta} (!)$$

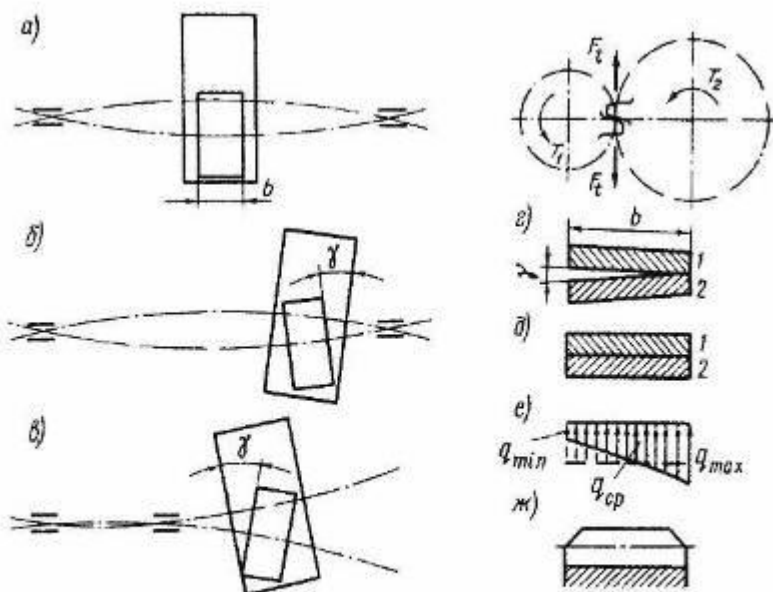
$$K_\beta = \frac{q_{\max}}{q_{\text{ср}}}$$

$$K_\beta = f(\psi_{bd};$$

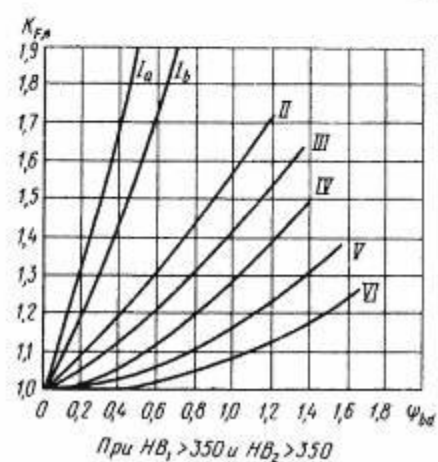
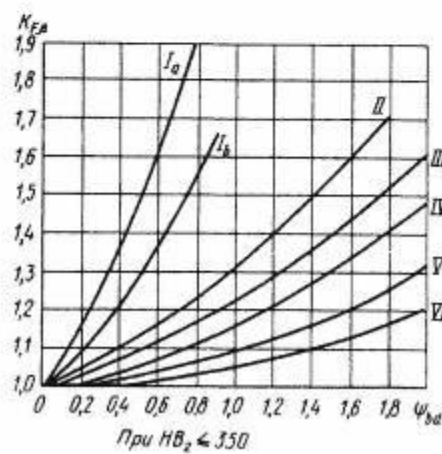
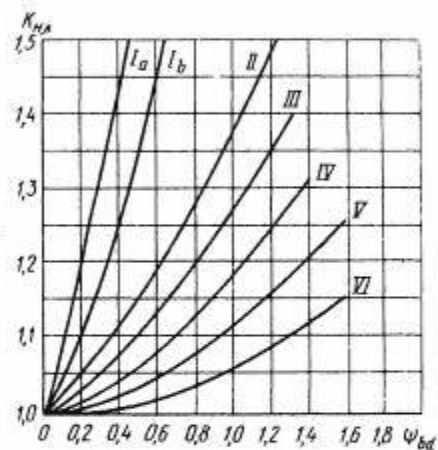
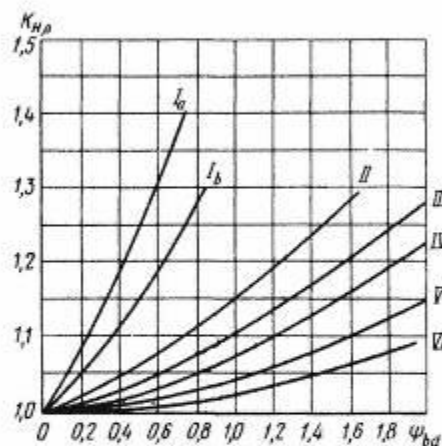
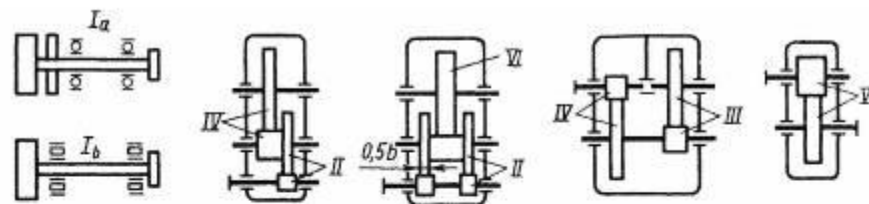
схема нагружения)

Коэффициент ширины зуба

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$$

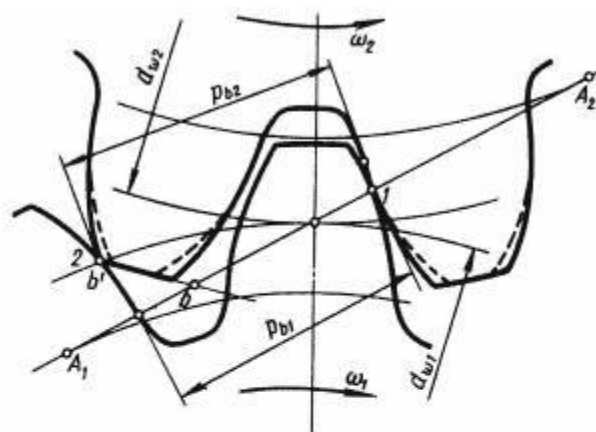


Графики выбора коэффициентов K_{HB} и K_{FB}



Коэффициент динамической нагрузки K_V

3.14



$$K_{HV} \neq K_{FV} (!)$$

$$r_{b2} \neq r_{b1}$$

Из-за неточности изготовления

При $\omega_1 = \text{const} - \omega_2 \neq \text{const} (!)$

$$\frac{d\omega_2}{dt} \neq 0 \rightarrow T_g = J \frac{d\omega_2}{dt} \rightarrow q_g$$

$$K_V = 1 + \frac{q_g}{q}$$

1. Рассчитываем окружную скорость шестерни и колеса

$$V_{1,2} = \frac{\pi \cdot d_{1,2} \cdot n_{1,2}}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}$$

2. Термообработка (твердость)
3. Степень точности

Таблица для выбора K_{HV} и K_{FV}

Степень точности ГОСТ 1643-81	Твердость поверхностей зубьев	Коэффициенты	v, м/с				
			1	3	5	8	10
6	а	K_{Ho}	1,03 1,01	1,09 1,03	1,16 1,06	1,25 1,09	1,32 1,13
		K_{Fv}	1,06 1,03	1,18 1,09	1,32 1,13	1,50 1,20	1,64 1,26
	б	K_{Hv}	1,02 1,01	1,06 1,03	1,10 1,04	1,16 1,06	1,20 1,08
		K_{Fv}	1,02 1,01	1,06 1,03	1,10 1,04	1,16 1,06	1,20 1,08
7	а	K_{Ho}	1,04 1,02	1,12 1,06	1,20 1,08	1,32 1,13	1,40 1,16
		K_{Fv}	1,08 1,03	1,24 1,09	1,40 1,16	1,64 1,25	1,80 1,32
	б	K_{Hv}	1,02 1,01	1,06 1,03	1,12 1,05	1,19 1,08	1,25 1,10
		K_{Fv}	1,02 1,01	1,06 1,03	1,12 1,05	1,19 1,08	1,25 1,10
8	а	K_{Hv}	1,05 1,02	1,15 1,06	1,24 1,10	1,38 1,15	1,48 1,19
		K_{Fv}	1,10 1,04	1,30 1,12	1,48 1,19	1,77 1,30	1,96 1,38
	б	K_{Hv}	1,03 1,01	1,09 1,03	1,15 1,06	1,24 1,09	1,30 1,12
		K_{Fv}	1,03 1,01	1,09 1,03	1,15 1,06	1,24 1,09	1,30 1,12
9	а	K_{Ho}	1,06 1,02	1,12 1,06	1,28 1,11	1,45 1,18	1,56 1,22
		K_{Fv}	1,11 1,04	1,33 1,12	1,56 1,22	1,90 1,36	— 1,45
	б	K_{Ho}	1,03 1,01	1,09 1,03	1,17 1,07	1,28 1,11	1,35 1,14
		K_{Fv}	1,03 1,01	1,09 1,03	1,17 1,07	1,28 1,11	1,35 1,14

Примечания: 1. Твердость поверхностей зубьев

$$a - \begin{cases} H_1 \leq 350 \text{ HB}, H_2 \leq 350 \text{ HB}; \\ H_1 \geq 45 \text{ HRC}, H_2 \leq 350 \text{ HB}; \end{cases}$$

$$б - H_1 \geq 45 \text{ HRC}, H_2 \geq 45 \text{ HRC}.$$

2. Верхние числа — прямозубые, нижние — косозубые колеса.

3.1.2.7. Расчет прочности зубьев цилиндрической передачи по контактным напряжениям

3.15

Расчет стандартизирован – ГОСТ 21354-87.

а) Прямозубые передачи

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{np}}{\rho_{np}}}$$

$$q = \frac{F_n \cdot K_H}{b_w} = \frac{F_t \cdot K_H}{b_w \cdot \cos \alpha_w} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{w1} \cdot b_w \cdot \cos \alpha_w}$$

$$\rho_1 = \frac{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w}{2}; \quad \rho_2 = \frac{d_{w2} \cdot \sin \alpha_w}{2};$$

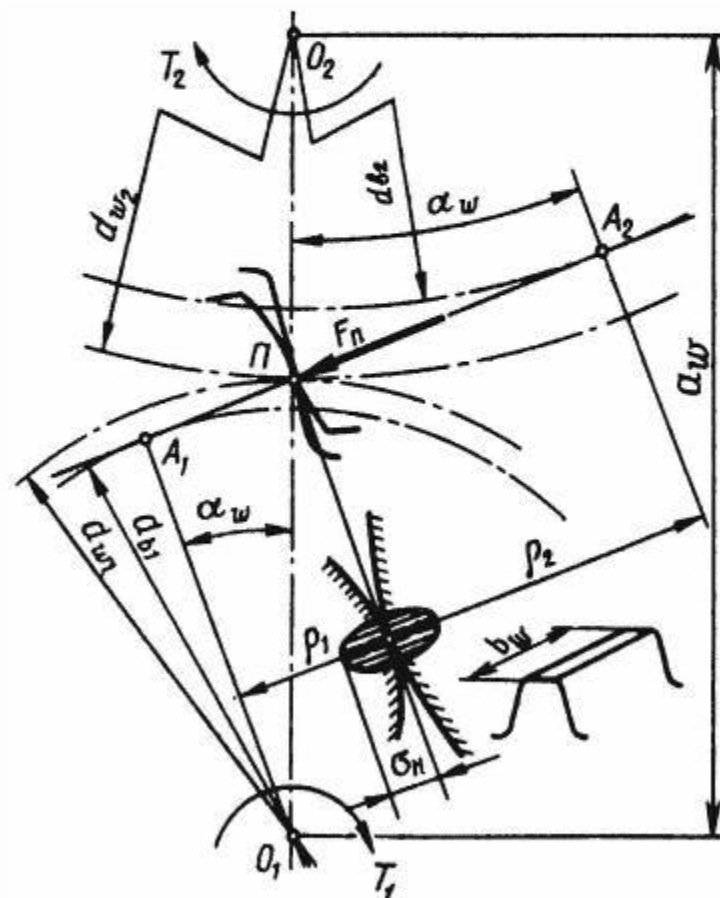
$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u} \right); \quad u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}$$

("+" – внешнее; "-" – внутреннее зацепление)

Условие контактной прочности
(для проверочного расчета)

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{w1}^2 \cdot b_w \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w)} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]$$

Расчетная схема



Для проектного расчета

Задаются коэффициентом ширины зуба ψ_{bd} или $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{u \pm 1}$

Тогда

$$d_1 = 1,35 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd}} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)}$$

или

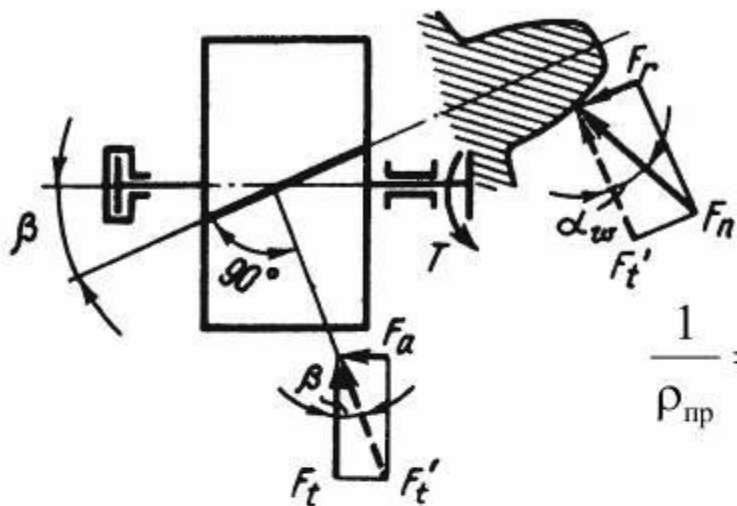
$$a_w = 0,85 \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}$$

Выбор модуля и числа зубьев

1. Задаются коэффициентом ψ_m ширины зуба: $\psi_m = \frac{b_w}{m} (!)$
2. $b_w = \psi_{bd} \cdot d_1 = \psi_{ba} \cdot a_w$
3. $m = b_w / \psi_m \geq 1,0$ мм – ГОСТ 9563 - 80
4. $z_1 = d_1 / m > z_{\min}$
5. $z_2 = z_1 \cdot u$.

б) Косозубые передачи

3.17



$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{np}}{\rho_{np}}}$$

$$q = \frac{F_n \cdot K_H}{l_\Sigma} = \frac{F_t \cdot K_H}{b_w \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_w}$$

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2 \cdot \cos^2 \beta}{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u} \right); \quad \left(\frac{q}{\rho_{np}} \right)_{\text{кос}} = \left(\frac{q}{\rho_{np}} \right)_{\text{прям}} \cdot \frac{\cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}$$

$$(\sigma_H)_{\text{кос}} = (\sigma_H)_{\text{прям}} \cdot \sqrt{\cos^2 \beta / \varepsilon_\alpha}$$

Коэффициент повышения прочности косозубых передач $Z_{H\beta} = \sqrt{\cos^2 \beta / \varepsilon_\alpha}$

Условие контактной прочности при проверочном расчете

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{w1}^2 \cdot b_w \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w)} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]$$

При проектном расчете

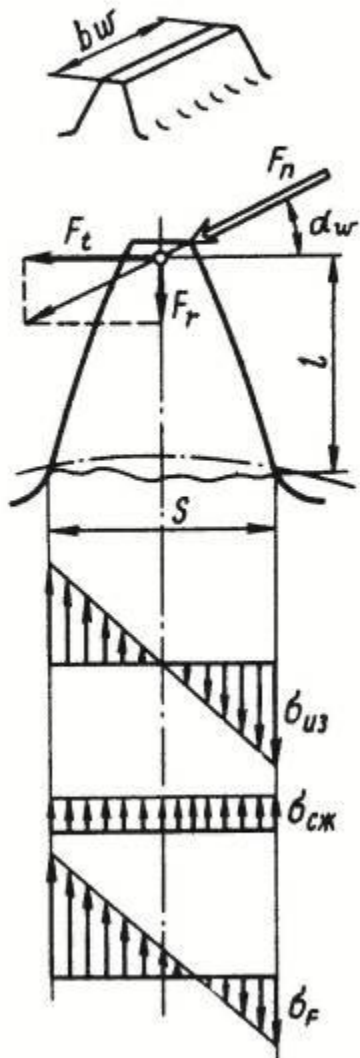
$$d_1 \approx 1,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot \Psi_{bd}} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}; \quad a_w \approx 0,75 \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}}$$

Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{H\beta}$ выбираются для **косозубой** передачи!

3.1.2.8. Расчет прочности зубьев цилиндрической передачи по изгибным напряжениям

3.18

Расчетная схема



Напряжения в опасном сечении:

$$\sigma_F = \sigma_{изг} - \sigma_{сж} = F_t \cdot l / W - F_r / A;$$

$$W = b_w \cdot S^2 / 6; \quad A = b_w \cdot S;$$

Обобщенные параметры:

$$l' = l / m; \quad S' = S / m$$

Для **прямозубых** передач:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b_w \cdot m} \cdot \left[\frac{6 \cdot l'}{(S')^2} - \frac{tg \alpha_w}{S'} \right] \cdot K_T$$

Коэффициент формы зуба

$$Y_F = \left[\frac{6 \cdot l'}{(S')^2} - \frac{tg \alpha_w}{S'} \right] \cdot K_T$$

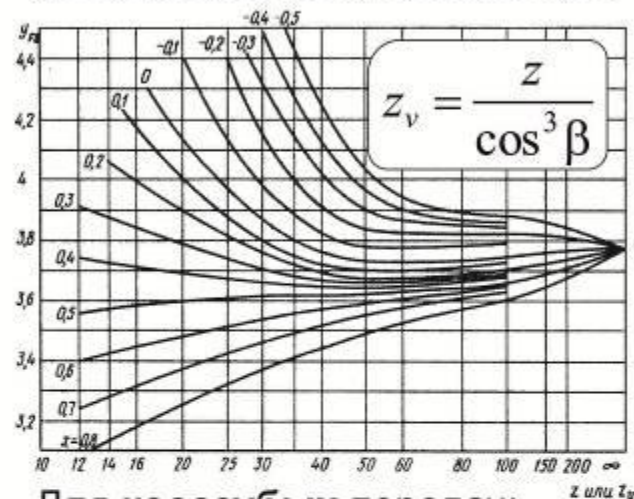
Условие прочности по изгибным напряжениям

$$\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F]$$

При проектном расчете:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS}}{z_1 \cdot [\sigma_F] \cdot \psi_m}}$$

Номограмма для выбора коэффициента Y_F формы зуба



Для **косозубых** передач:

$$\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot Y_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F]$$

Коэффициент повышения прочности косозубых передач

$$Y_{F\beta} = \frac{Y_\beta}{\epsilon_\alpha}; \quad Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{100^\circ} \leq 0,7$$

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta}{z_1 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}$$

3.1.3. Конические зубчатые передачи (с прямым зубом)

3.19



3.1.3.1. Общие сведения и характеристики

δ_1 и δ_2 - углы делительных (начальных) конусов

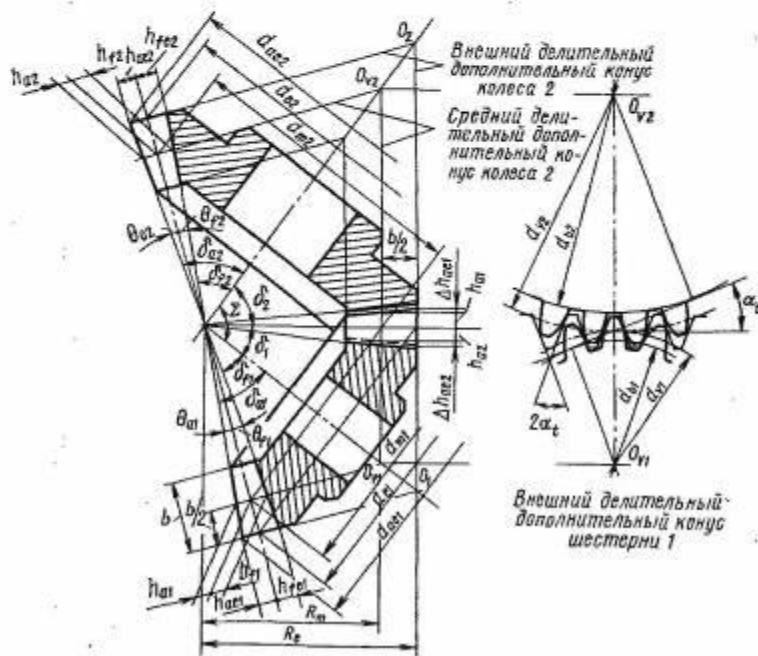
φ_1 - угол дополнительного конуса

Различают внешнее (индекс "e"), внутреннее и среднее (индекс "m") торцовые сечения.

R_e и R_m - внешнее и среднее конусное расстояние, b - ширина зубчатого венца.

Размеры по **внешнему** торцу указываются на чертежах (!)

Размеры в **среднем** сечении используют для силовых расчетов (!)

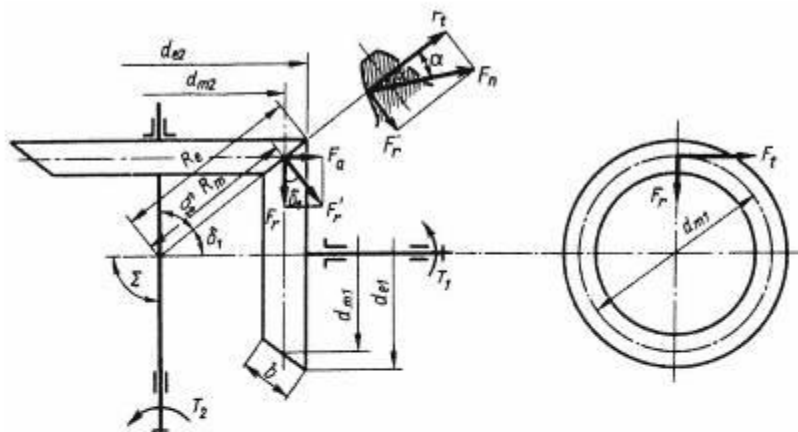


$$R_e = R_m + 0,5 \cdot b; \quad d_e = d_m \cdot \frac{R_e}{R_m};$$

$$m_{te} = m_{tm} \cdot \frac{R_e}{R_m} - \text{величина стандартная}$$

Передаточное число

$$u = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \left| \begin{array}{l} \text{если} \\ \Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \end{array} \right| = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$$



для шестерни:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}; \quad F'_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1} (!)}; \quad F_{r1} = F'_r \cdot \cos \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1;$$

$$F_{a1} = F'_r \cdot \sin \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1;$$

для колеса:

$$F_{t2} \approx F_{t1}; \quad F_{a2} \approx F_{r1}; \quad F_{r2} \approx F_{a1} (!)$$

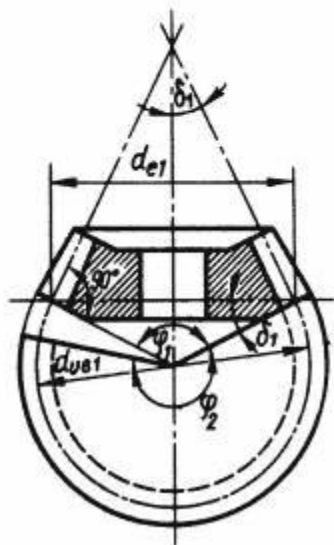
Эквивалентное прямозубое колесо

Из развертки дополнительным конусом, ограниченной углом φ_2 , получаем диаметры эквивалентных колес:

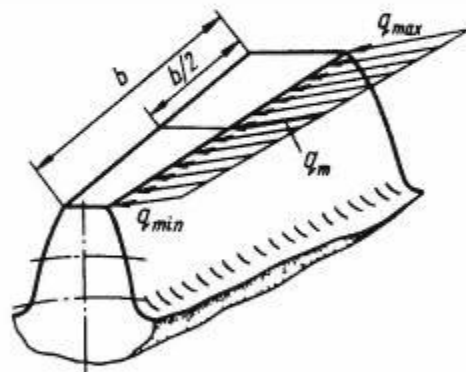
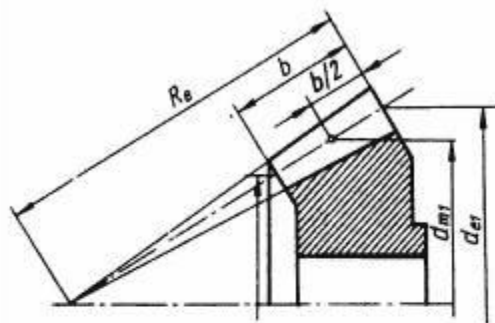
$$d_{v1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{v2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2};$$

числа зубьев эквивалентных колес:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$



3.1.3.2. Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным и изгибным напряжениям



Расчет по контактным напряжениям

$\theta_H \approx 0,85$ – коэффициент понижения прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической
Для проверочного расчета:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{\theta_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b \cdot \sin(2 \cdot \alpha)}} \cdot \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right) \leq [\sigma_H]$$

Для проектного расчета:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\theta_H \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}}$$

K_{be} – коэффициент ширины зуба;

$$K_{be} = \frac{b}{R_e} \leq 0,3.$$

Расчет по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{\theta_F \cdot b \cdot m_m} \leq [\sigma_F].$$

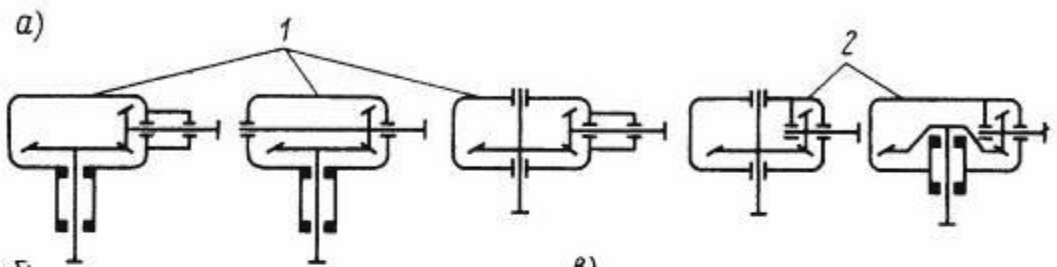
Отдельно для шестерни: $\sigma_{F1} \leq [\sigma_F]_1.$

Отдельно для колеса: $\sigma_{F2} \leq [\sigma_F]_2.$

$\theta_{HF} \approx \theta_H \approx 0,85$

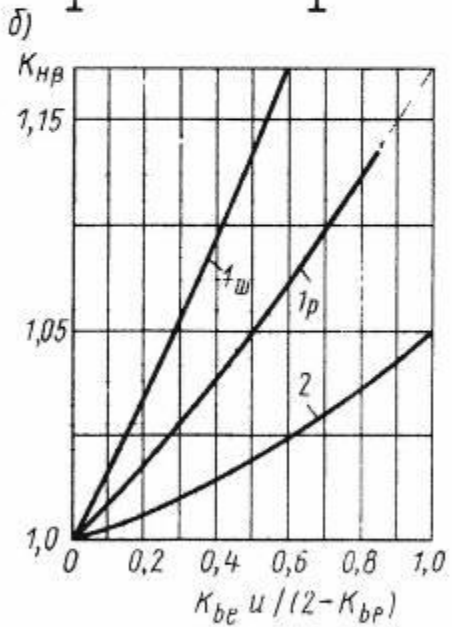
$Y_{FS} \rightarrow Z_V$

**Коэффициенты расчетной нагрузки
для расчета конической передачи**

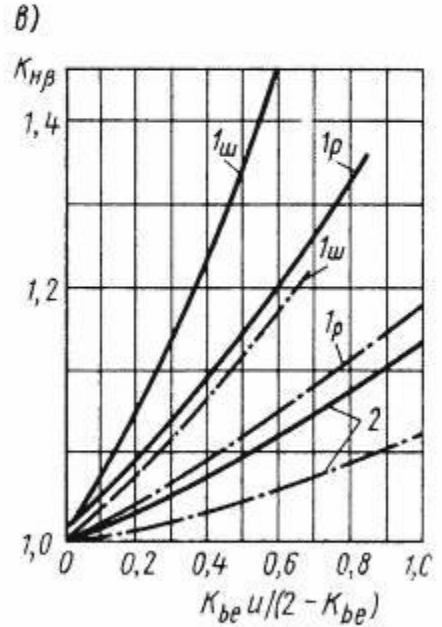


$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta}$$

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta}$$



$H_1 \leq 350 \text{ НВ}$ или
 $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$



$H_1 > 350 \text{ НВ}$ и
 $H_2 > 350 \text{ НВ}$

K_{HV}, K_{FV} – определяют по прямозубой передаче с понижением степени точности на 1 ступень

$K_{H\beta}$ – по своим графикам

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\beta} - 1)$$

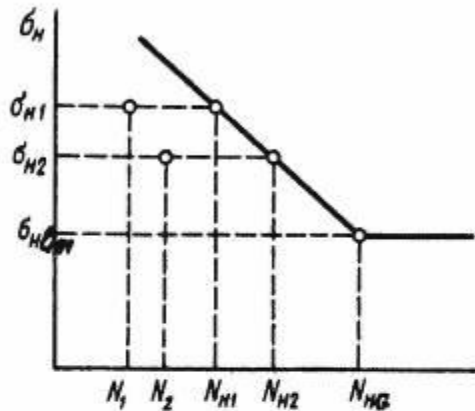
3.1.4. Материалы для зубчатых колес и их термообработка

Допускаемые напряжения

3.23

Сталь	<p>Твердость $HV \leq 350$ нормализация, термоулучшение</p>	<p>Преимущества: Высокая точность без применения отдельных операций</p>	<p>Недостатки: Большие габариты, малая нагрузочная способность</p>	<p>Для приработки $H_1 \geq H_2 + (10...15)HV$ Индивидуальное, мелко- и среднесерийное производство</p>
	<p>Твердость $HV > 350$ объемная закалка, ТВЧ, цементация, азотирование</p>	<p>Преимущества: Высокая нагрузочная способность, малые габариты</p>	<p>Недостатки: Требуются отделочные операции с дорогостоящим оборудованием и инструментом</p>	<p>Плохо прирабатывается $H_1 \approx H_2$ обязательная смазка, высокая точность изготовления Крупносерийное и массовое производство</p>
Чугун		<p>Преимущества: Противостоит выкрашиванию без смазки, не дорог</p>	<p>Недостатки: Пониженная прочность по изгибу</p>	<p>Серый и модифицированный чугун, магниевый чугун с графитом</p>
Пластмасы		<p>Преимущества: демфирование, бесшумность в работе</p>	<p>Недостатки: Низкая нагрузочная способность</p>	<p>Лигнофоль, капрон Одно из зубчатых колес</p>

**Допускаемые контактные напряжения
при расчете зубьев на усталость (выносливость)**



$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_N$$

σ_{Hlim} – предел контактной выносливости

S_H – коэффициент безопасности

Z_N – коэффициент долговечности

Кривая контактной усталости

1. Рассчитывают $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ (!).
- 2.а. Если H_1 и $H_2 \geq 350$ HB, то $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{min}$
- 2.б. Если $H_1 > 350$ HB, а $H_2 < 350$ HB, то

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq \begin{cases} 1,25 \cdot [\sigma_H]_{min} & \text{– цилиндрические;} \\ 1,15 \cdot [\sigma_H]_{min} & \text{– конические} \end{cases}$$

**Выбор формул для расчета $\sigma_{H\text{lim}}$ и $\sigma_{F\text{lim}}$,
значений коэффициентов S_H и S_F**

3.25

Термообработка	Твердость зубьев Н**		Группа сталей	$\sigma_{H\text{lim}}^{**}$, МПа	$S_{H\text{min}}$	$\sigma_{F\text{lim}}^{**}$, МПа	S_F	$[\sigma_H]^{**}$, МПа	$[\sigma_F]^{**}$, МПа
	на поверхности	в сердцеvine							
Нормализация, улучшение Объемная закалка	180...350 НВ		40; 45; 40Х; 40ХН; 45ХЦ; 35ХМ и др. 40Х; 40ХН; 45ХЦ; 36ХМ и др.	2НВ + 70	1,1	1,8НВ		2,8 σ_T	2,74НВ
	45...35HRC			18HRC + 150		550		2,8 σ_T	1400
Закалка т.в.ч. по всему контуру (модуль $m_n \geq 3$ мм) Закалка т.в.ч. сквозная с охватом впадины (модуль $m_n < 3$ мм*)	56...63 HRC	25...55 HRC	55ПП; У6; 35ХМ;	17HRC _{пов} +	1,2	900	1,75	40HRC _{пов}	1260
	45...55 HRC	»	40Х; 40ХН и др.	+200		650		40HRC _{пов}	»
Азотирование	45...55 HRC	45...55 HRC	35ХМ; 40Х; 40ХН и др.	17HRC _{пов} +		550			1430
	55...67 HRC 50...59 HRC	24...40 HRC , »	35ХЮА; 38ХМЮА; 40Х; 40ХФА; 40ХНМА и др.	1050 »		12HRC _{сердц} + 300		40HRC _{пов} 30HRC _{пов}	1000 »
Цементация и закалка Нитроцементация и закалка	55...63 HRC	30...45 HRC	Цементируемые стали всех марок Молибденовые стали 25ХГМ, 25ХГНМ Безмолибденовые стали 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х и др.	23HRC _{пов}		750		40HRC _{пов}	1200
	57...63 HRC	30...45 HRC		23HRC _{пов}		1000	1,5	40HRC _{пов}	1520
				23HRC _{пов}		750		40HRC _{пов}	1520

Расчет коэффициента долговечности Z_N

(3.26)

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{Hi}}} \geq 1, \text{ но } \leq \begin{cases} 2,6 \text{ при } S_H = 1,1 \\ 1,8 \text{ при } S_H = 1,2 \end{cases} \quad \left\| \quad \text{Если } N_{Hi} > N_{HG}, \text{ то } Z_N = 1 (!) \right.$$

Базовое число циклов нагружения $N_{HG} = 30 \cdot (\bar{H})^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$ (\bar{H} – средняя твердость (по Брунеллю) материала рассматриваемого колеса или шестерни)

Расчетное число циклов перемены напряжений:

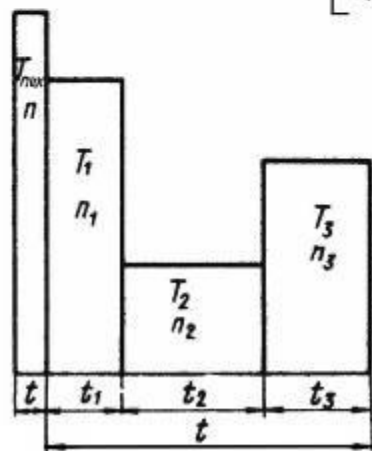
а. Постоянный режим нагрузки: $N_{Hi} = N_H = 60 \cdot n \cdot c \cdot t$

б. Переменный режим нагрузки: Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{Hi} = N_{HE} = 60 \cdot c \cdot \sum \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \cdot n_i \cdot t_i \right] \quad \text{или} \quad N_{Hi} = N_{HE} = N_K \cdot \mu_H$$

$$N_K = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_{\Sigma}$$

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}$$



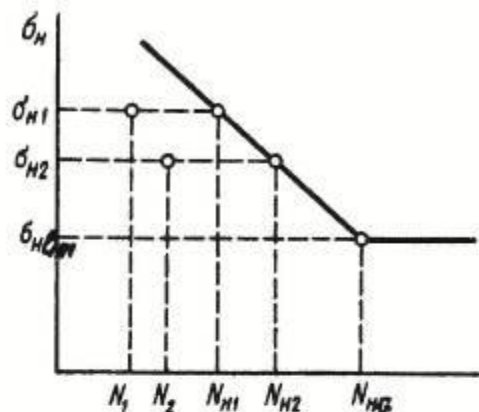
Циклограмма нагружения

Значения μ_H и μ_F для типовых режимов нагружения

Режим работы	Расчет на контактную усталость			Расчет на изгибную усталость					
	термообработка	$m/2$	μ_H	термообработка	m	μ_F	термообработка	m	μ_F
0			1,0			1,0			1,0
I			0,50			0,30			0,20
II			0,25			0,143			0,10
III	Любая	3	0,18	Улучшение, нормализация, азотирование	6	0,065	Закалка объемная, поверхностная, цементация	9	0,036
IV			0,125			0,038			0,016
V			0,063			0,013			0,004

Допускаемые напряжения изгиба при расчете зубьев на усталость (выносливость)

3.27



Кривая изгибной усталости

$N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ циклов
 для всех сталей (!)

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \cdot Y_A \cdot Y_N$$

σ_{Flim} – предел изгибной усталости

S_F – коэффициент безопасности

Y_A – коэффициент приложения нагрузки

Y_N – коэффициент долговечности

$\left\{ \begin{array}{l} Y_A = 1 \text{ – односторонняя нагрузка на зуб} \\ Y_A = 0,7 \dots 0,8 \text{ – реверсивная нагрузка} \end{array} \right.$

Расчет коэффициента долговечности Y_N

При $HB \leq 350HB$ и
шлифованные зубья ($m = 6$)

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 4$$

При $HB > 350HB$ и
нешлифованные зубья ($m = 9$)

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,6$$

При постоянном режиме нагружения:

$$N_{FE} = N_H = 60 \cdot n \cdot c \cdot t$$

При переменном режиме нагружения:

$$N_{FE} = 60 \cdot c \cdot \sum \left[\left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^m \cdot n_i \cdot t_i \right]$$

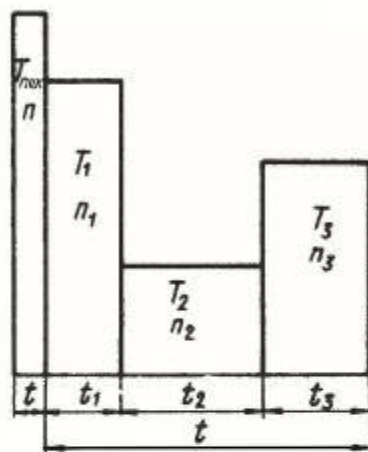
а. для циклограммы:

б. для типовых режимов нагружения: $N_{FE} = N_K \cdot \mu_F$

Определяются отдельно $[\sigma_F]_1$ – для шестерни и $[\sigma_F]_2$ – для колеса (!)

Допускаемые напряжения для проверки статической прочности зубьев при перегрузках

3.28



Циклограмма нагружения

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}}} \leq [\sigma_H]_{\max}$$

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot \sigma_T \quad (HB \leq 350)$$

(нормализация, улучшение, объемная закалка)

$$[\sigma_H]_{\max} = (35 \dots 44) \cdot HRC \quad (HB > 350)$$

(цементация, азотирование)

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \left(\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}} \right) \leq [\sigma_F]_{\max}$$

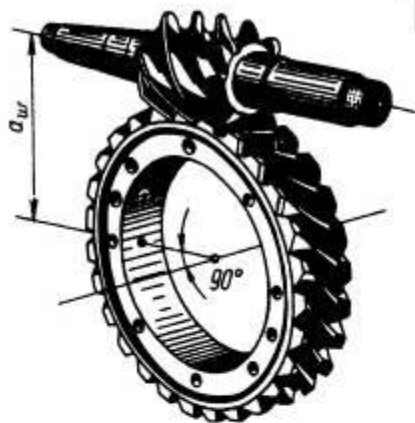
$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_T \quad (HB \leq 350)$$

(нормализация, улучшение, объемная закалка)

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,6 \cdot \sigma_B \quad (HB > 350)$$

(цементация, азотирование)

Тема 3.2. Червячные передачи



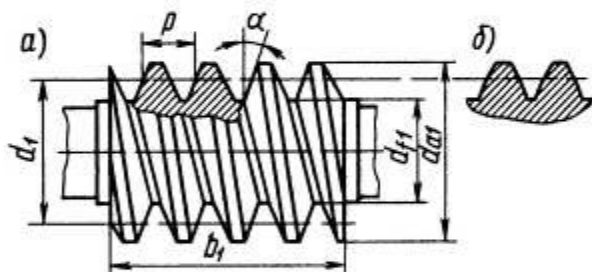
Движение в червячной передаче преобразуется по принципу винтовой пары и по принципу наклонной плоскости

3.2.1. Особенности геометрии и материала

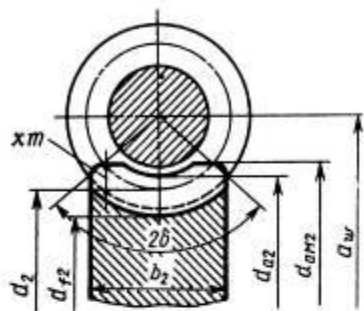
Червяки

По профилю в осевом сечении различают:

- архимедовы червяки (с прямолинейным профилем) имеют технологические преимущества при изготовлении (а);
- эвольвентные червяки (с эвольвентным профилем) имеют преимущества по нагрузочной способности (б)

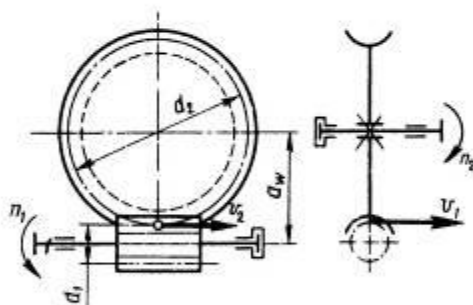


1. z_1 – число заходов червяка; $z_1 = 1; 2; 4$;
2. $d_1 = m \cdot q$ – делительный диаметр [q – коэффициент диаметра червяка],
 m, q – стандартизованы
3. γ – угол подъема винтовой линии: $\text{tg } \gamma = (z_1 / q)$;
4. Длина червяка $b_1 \approx (10 + z_1) \cdot m$;
5. Червячная фреза для нарезания зубьев на червячном колесе должна геометрически соответствовать червяку (!);
6. Стали твердости $H \geq 45\text{HRC}$ (по износостойкости)



1. По условие неподрезанию зубьев $z_2 \geq 28$;
2. Подобны косозубым цилиндрическим колесам с углом наклона зуба γ
3. $2 \cdot \delta$ – угол обхвата;
4. $x \cdot m$ – смещение исходного контура
5. d_{am2} – максимальный диаметр окружности вершин;
6. Изготавливают сборными: обод из антифрикционного материала (баббит, бронза, латунь) для уменьшения потерь на трение
7. $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w \mid \psi_{ba} \approx 0,355 \mid$.

3.2.2. Особенности кинематики червячной передачи



1. Окружные скорости V_1 и V_2 не совпадают ни по величине, ни по направлению

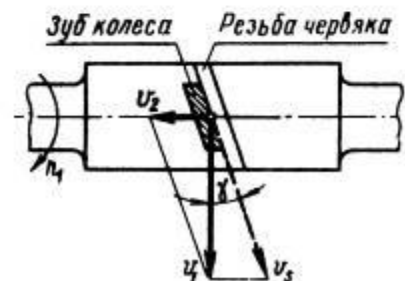
$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; \quad V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}$$

2. Передаточное отношение $i \neq \frac{d_2}{d_1} (!)$; $i = \frac{z_2}{z_1}$ (может быть большим числом)

3. При относительном движении начальные цилиндры не обкатываются, а скользят друг относительно друга.

4. При движении витки червяка скользят по зубьям колеса как в винтовой паре: $V_s = V_1 / \cos \gamma$; $\operatorname{tg} \gamma = V_2 / V_1$

5. Возможность самоторможения:
передача вращения от колеса к червяку невозможна



По аналогии с винтовой парой при **ведущем червяке**

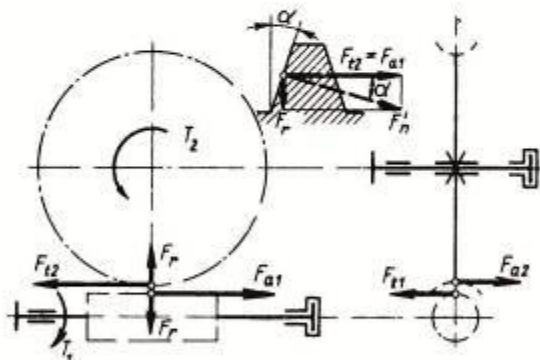
$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}, \text{ здесь } \varphi - \text{ приведенный угол трения; } \varphi = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha}; \quad f - \text{ коэффициент трения}$$

Если ведущим **является колесо**, то $\eta_{об} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}$

При $\gamma \leq \varphi$, $\eta_3 = 0$ передача движения становится невозможной - происходит **самоторможение**

3.2.3. Силы в зацеплении

Преимущества и недостатки



Преимущества:

1. большие передаточные отношения в одной паре;
2. плавность и бесшумность в работе;
3. повышенная кинематическая точность;
4. возможность самоторможения

Недостатки:

1. низкий КПД; η $\begin{matrix} z_1 & \dots & 1 \\ & & 0,7 \dots 0,75 \end{matrix}$ $\begin{matrix} 2 \\ & & 0,75 \dots 0,82 \end{matrix}$ $\begin{matrix} 4 \\ & & 0,87 \dots 0,92 \end{matrix}$
2. повышенный износ и склонность к заеданию;
3. дорогие антифрикционные материалы;
4. повышенные требования к точности сборки

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

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad F_n = F_{t2} / (\cos \alpha \cdot \cos \gamma)$$

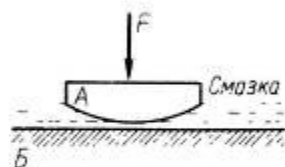
$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta_3$$

3.2.4. Расчет на прочность зубьев червячной передачи

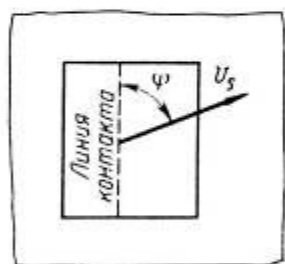
3.32

Повышенный износ, разогрев и заедание червячных передач связаны с большими скоростями скольжения и не благоприятным направлением скольжения относительно линии контакта

Расчет на прочность по контактным напряжениям (расчет на износ)



$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_\psi \cdot E_{np}}{\rho_{np}}}; \quad \frac{1}{\rho_{np}} \approx \frac{2 \cdot \cos^2 \gamma}{d_2 \cdot \sin \alpha}; \quad q_\psi = \frac{F_n \cdot K_H}{l_\Sigma} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot K_H}{d_2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha}; \quad \varepsilon_\alpha \approx 1,8 \dots 2,2$$



Для проверочных расчетов:
$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_H \cdot \cos^2 \gamma}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \sin(2 \cdot \alpha)}} \leq [\sigma_H]$$

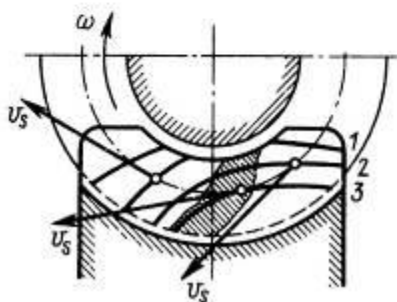
Для проектного расчета:
$$d_1 = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot (q/z_2)}}$$

$$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}; \quad E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа (сталь)} \quad \frac{q}{z_2} = 0,22 \dots 0,4$$

$$E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ МПа (бронза, чугун)}$$

Расчет на прочность по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = 0,74 \cdot \frac{Y_F \cdot F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]; \quad Y_F \rightarrow z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} (!); \quad m_n = m \cdot \cos \gamma (!); \quad K_H = K_F = K_V \cdot K_\beta$$



3.2.5. Материалы червяка и червячного колеса. Допускаемые напряжения

3.33

Червяки – из стали с твердостью $H \geq 45HRC$; $V_{ск} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n_2 \cdot u \cdot \sqrt[3]{T_2}$, м/с – скорость скольжения

Зубчатые венцы червячных колес

Группа I – оловянные бронзы

$$V_{ск} > 5 \text{ м/с}$$

$$[\sigma_H] = K_{HL} \cdot C_V \cdot [\sigma]_{H0}$$

$$[\sigma]_{H0} = (0,75 \dots 0,9) \cdot \sigma_B$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \geq 1$$

$$C_V = 1,66 \cdot (V_{ск})^{-0,352}$$

Группа II – безоловянные

бронзы, латунь

$$V_{ск} = 2 \dots 5 \text{ м/с}$$

$$[\sigma_H] = [\sigma]_{H0} - 25 \cdot V_{ск}$$

Группа III – серые чугуны

$$V_{ск} < 2 \text{ м/с}$$

$$[\sigma_H] = 175 - 35 \cdot V_{ск}$$

$$[\sigma_F] = K_{FL} \cdot [\sigma]_{F0}; \quad K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} \geq 1; \quad C_V = 1,66 \cdot (V_{ск})^{-0,352}$$

$$[\sigma]_{F0} = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B$$

$$[\sigma]_{H \max} = 4 \cdot \sigma_T;$$

$$[\sigma]_{F \max} = 0,8 \cdot \sigma_T$$

$$[\sigma]_{F0} = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B$$

$$[\sigma]_{H \max} = 2 \cdot \sigma_T;$$

$$[\sigma]_{F \max} = 0,8 \cdot \sigma_T$$

$$[\sigma]_{F0} = 0,22 \cdot \sigma_{BH}$$

$$[\sigma]_{H \max} = 1,65 \cdot \sigma_{BH};$$

$$[\sigma]_{F \max} = 0,75 \cdot \sigma_{BH}$$

3.2.6. Тепловой расчет червячной передачи, охлаждение и смазка

3.34

1. Тепловая мощность (выделившаяся): $W_1 = P_1 \cdot (1 - \eta)$

P_1 – мощность на входном валу, Вт;

η – КПД передачи

2. Мощность естественной теплоотдачи: $W_2 = K \cdot (t_1 - t_0) \cdot A$

A – расчетная площадь охлаждения;

t_0 – температура окружающей среды;

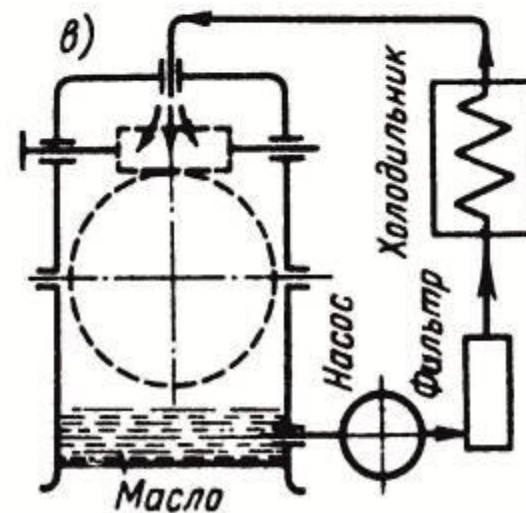
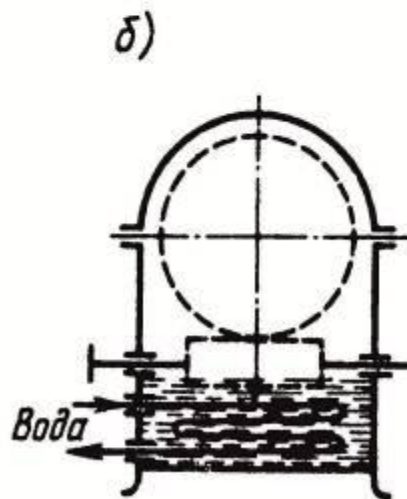
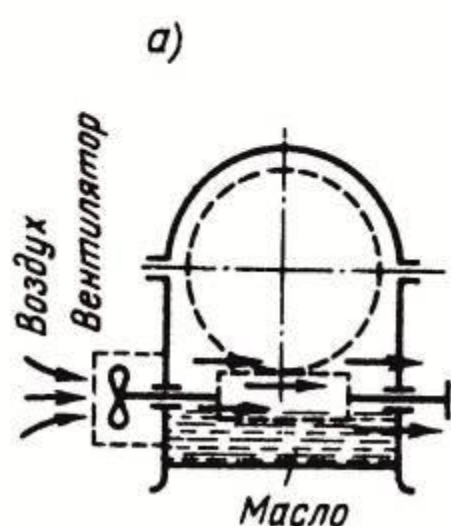
K – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·с);

t_1 – температура масла

Условие отсутствия перегрева

$$W_1 \leq W_2$$

Искусственное охлаждение

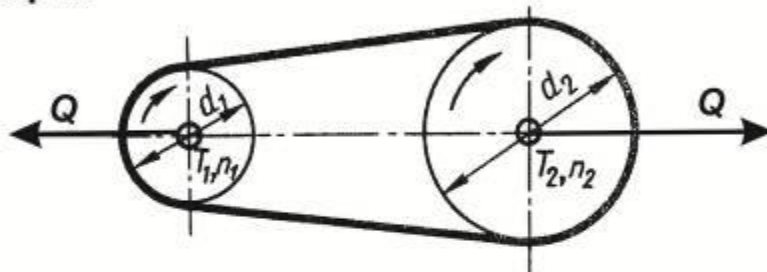


Тема 3.3. Передачи ременные

3.3.1. Общие сведения

3.35

Принцип действия и классификация



Преимущества и недостатки

Преимущества - возможность передвижения на значительные расстояния (до 15м и более); плавность бесшумность в работе; гашение вибраций; предохранение от перегрузок; простота конструкции в эксплуатации.

Недостатки - повышенные габариты; непостоянство передаточного отношения; повышенная нагрузка на валы; низкая долговечность ремней (1000-5000 часов)

Классификация ремней

По форме поперечного сечения

а)



а) Плоскоременные

б)



б) Клиноременные

в)



в) Круглоременные

По материалу ремня

Прорезиненные

Кожаные

Шерстяные

Хлопчатобумажные

Перфорированные

3.3.2. Основы расчета ременных передач

3.36

Критерии работоспособности и расчета

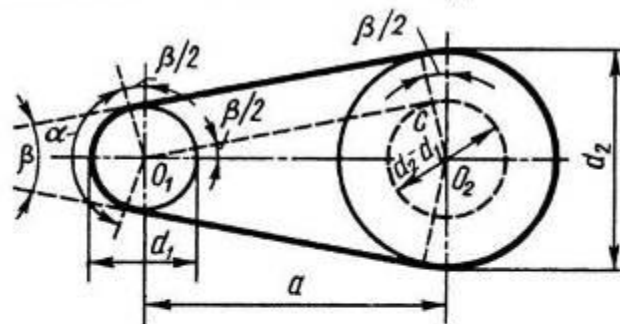
1. **Тяговая способность**, определяемая силой трения между ремнем и шкивом

$$F_{тр} > F_t$$

2. **Долговечность** ремня, ограничиваемая разрушением ремня от усталости,

определяет габариты передачи (!)

Основным является расчет по тяговой способности (!)



Геометрические параметры передач

1. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha = 180^\circ - d_1(i-1) \cdot 57,3^\circ/a$$

2. Длина ремня

$$l \approx 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + (d_2 - d_1)^2 / (4a).$$

3. Межосевое расстояние

$$a \approx \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}$$

Кинематические параметры

Окружные скорости

$$v_1 = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{1000 \cdot 60} \text{ м/с}; v_2 = \frac{\pi d_2 \cdot n_2}{1000 \cdot 60} \text{ м/с};$$

$$1. \quad v_1 \neq v_2 (!)$$

$$v_2 = v_1(1 - \varepsilon), \quad \varepsilon - \text{коэффициент скольжения}$$

$$\varepsilon = f(F_t)$$

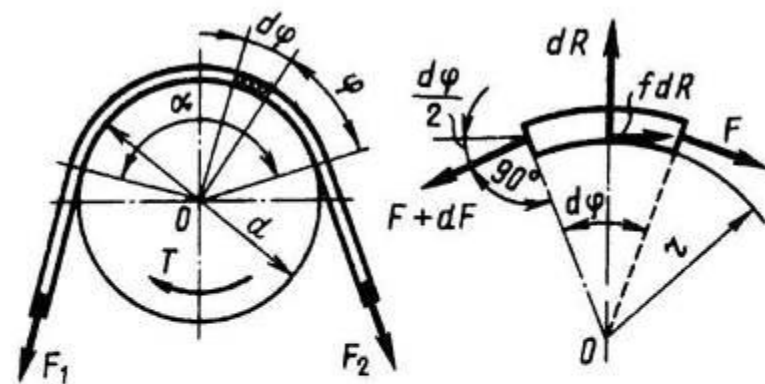
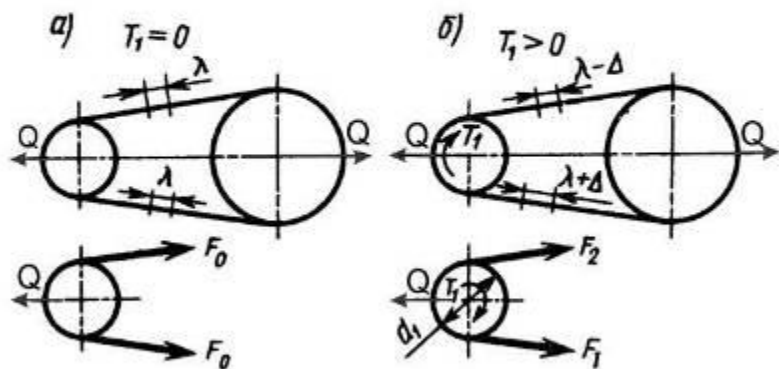
$$2. \quad i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 \cdot d_2}{v_2 \cdot d_1} = d_2 / [d_1(1 - \varepsilon)]$$

Так как $\varepsilon = f(F_t)$, то $i \neq \text{пост.} (!)$

Для приближенных расчетов $i \approx d_2/d_1$

3.3.2.1. Силы и силовые зависимости в ременных передачах

3.37



F_0 – предварительное натяжение ремней;
 F_1 и F_2 – напряжение ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче;

$F_t = 2T_1/d_1$ – окружная (полезная) сила передачи

1. Из условия равновесия: $T_1 = 0.5d_1(F_1 - F_2)$, тогда $F_1 - F_2 = F_t$
2. Из условия связи деформаций ветвей:
 $F_1 + F_2 = 2F_0$ $F_1 = F_0 + F_t/2$ $F_2 = F_0 - F_t/2$
3. Связь между окружной F_t и силой натяжения по (Эйлеру) без учета центробежных сил

$$F_t = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}$$

Тогда $F_1 = F_t \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$

$$F_2 = F_t \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}$$

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \cdot \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$$

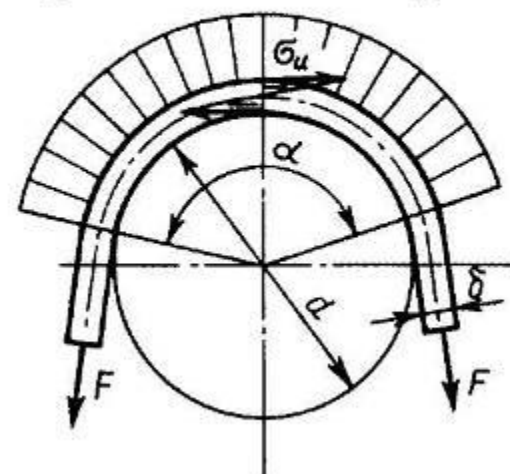
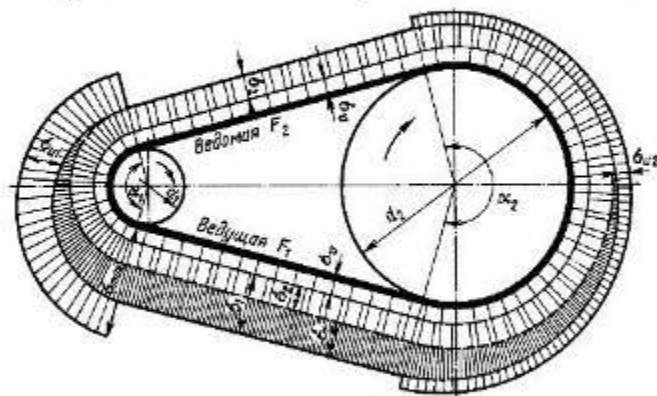
$F_0 \leq \sigma_0 \cdot A$, где A – площадь поперечного сечения ремня.

Напряжение предварительное $\sigma_0 = f$ (материала ремня, тип ремня, напряжение ремня)

3.3.2.2. Напряжения (условные) в ремне 3.38

Распределение напряжений по длине ремня

Напряжения изгиба в ремне



$$\sigma_{\max} = \sigma_l + \sigma_v + \sigma_u$$

Напряжения от натяжения ведущей ветви ремня: $\sigma_1 = F_1/A = F_0/A + 0,5 \cdot F_t/A = \sigma_0 + \sigma_t/2$

Напряжения от изгиба ремня: $\sigma_u = E \cdot \delta/d$; Полезные напряжения $\sigma_t = F_t/A$

Напряжения от центробежных сил: $\sigma_v = F_v/A = \rho \cdot v^2$

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + 0,5 \cdot \sigma_t + \sigma_u + \sigma_v$$

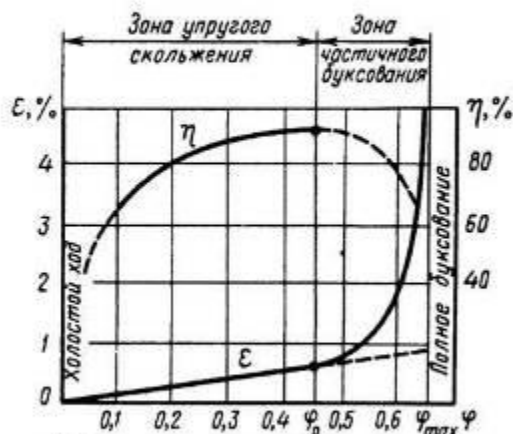
В отличие от σ_0 и σ_t увеличение σ_u не способствует повышению тяговой способности передачи. Напряжения изгиба σ_u , как периодически изменяющиеся, являются главной причиной усталостного разрушения ремней. Величину σ_u ограничивают минимально допускаемым отношением d/δ , выработанным практикой (!).

Долговечность ремня зависит также от характера и частоты изменения напряжений σ_u : $U = v/k \leq [U]$, $[U] = f$ (тип ремня).

Значения $[U]$ – ограничивают длину l ремня и межосевое расстояние (!).

3.3.2.3. Кривые скольжения и КПД ременных передач

3.39



Характерные кривые скольжения и КПД.

φ — коэффициент тяги;

$\varphi = F_t / 2F_0 = \sigma_t / 2\sigma_0$ показывает, какая часть предварительного натяжения ремня F_0 используется полезно, т.е. характеризует степень загрузки передачи.

φ_0 — критическое значение коэффициента тяги.

Рабочую нагрузку рекомендуют выбирать вблизи φ_0 и слева от неё!

3.3.2.4. Допускаемые полезные напряжения в ремне

Определив по кривым скольжения φ_0 , находят полезное допускаемое напряжения (для типовых условий нагружения): $[\sigma_t]_0 = 2\varphi_0 \cdot \sigma_0 / s$, где $s \approx 1,2 \dots 1,4$ — запас тяговой способности по буксованию.

Допускаемые полезные напряжения для проектируемой передачи:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_0,$$

C_α — коэффициент угла обхвата ведущего шкива;

C_v — скоростной коэффициент;

C_p — коэффициент режима нагрузки;

C_0 — коэффициент, учитывающий способ натяжения ремня, и наклон линии центров к горизонту.

3.3.2.5. Алгоритм проектировочного расчета плоскоременной передачи

Дано: мощность P_1 кВт; частота вращения n_1 об/мин; передаточное отношение i
Определяют d_1 ; d_2 ; a ; Тип и размеры ремня (b ; δ ; l)

1. По формуле М.А. Саверина определяют $d_1=(52...64)$ [мм]

Вращающий момент

$$T_1=9550P_1/n_1 \quad [\text{Н}\cdot\text{м}]$$

2. Диаметр ведомого шкива

$$d_2 \approx i \cdot d_1 \text{ (округляют по стандарту)}$$

3. Окружная скорость

$$v_1 = \pi d_1 \cdot n_1 / (1000 \cdot 60) \quad \text{м/с}$$

4. Минимально допустимая длина ремня $l_{\min} = v_1/[U]$

5. Минимальное межосевое расстояние

a_{\min} определяют по l_{\min}

$$[a_{\min}] \geq 2(d_1 + d_2) - \text{открытая};$$

$$[a_{\min}] \geq d_1 + d_2 - \text{с натяжным роликом.}$$

Если $a_{\min} \leq [a_{\min}]$, то принимают

$$a_{\min} = [a_{\min}]$$

6. Определяют окончательную длину

$$l_{\text{окон.}} \text{ по } a_{\min}$$

7. Рассчитывают угол обхвата $\alpha \geq \alpha_{\text{крит.}}$

8. Определяют полезную окружную силу

$$F_t = 1020P_1/v_1 \quad [\text{Н}].$$

9. По рекомендациям выбирают величину d_1/δ , толщину ремня находят δ и согласуют по стандарту.

10. Определяют допускаемые полезные напряжения $[\sigma_t]$ по назначенному материалу ремня.

11. Рассчитывают ширину ремня :

$$b = F_t / ([\sigma_t] \cdot \delta)$$

и согласуют со стандартом.

12. Определяют силу предварительного натяжения ремня

$$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta$$

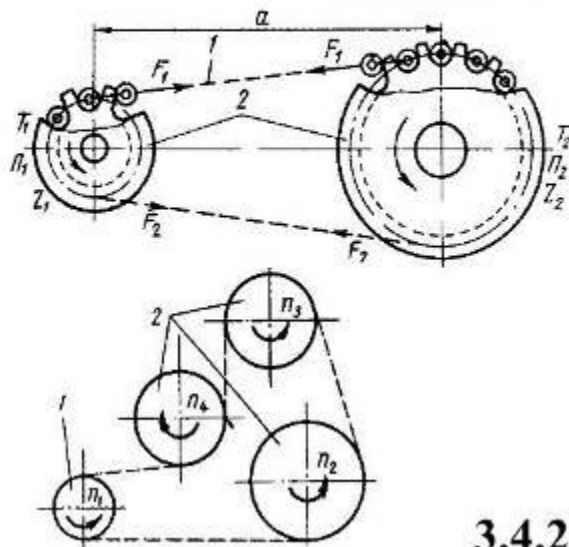
13. Определяют силу, действующую на валы и оси

$$R \approx 2 F_0 \cos \beta / 2$$

Тема 3.4. Передачи цепные

3.41

3.4.1. Принцип действия и сравнительная оценка



Основаны на зацеплении цепи 1 и звездочек 2

Преимущества: передают большие нагрузки на большие расстояния; постоянство передаточного отношения (среднего за оборот), не требуется предварительного напряжения цепи; могут работать при малых межосевых расстояниях; передавать мощность нескольким ведомым валам.

Недостатки: износ шарниров цепи; дополнительные динамические нагрузки; необходима организация системы смазки.

3.4.2. Основные характеристики

1. Мощность: $P = F_1 \cdot v$

2. Скорость цепи и частота вращения звездочки: $v = n \cdot z p_{\text{ц}} / 60 \cdot 1000$ (z – число зубьев звездочки; $p_{\text{ц}}$ – шаг цепи, мм; n – частота вращения звездочки; $p_{\text{ц}}$ – шаг цепи, мм; n – частота вращения звездочки, мин^{-1}).

3. Передаточное отношение: $i = n_1 / n_2 = z_2 / z_1$;

4. КПД: $\eta \approx 0,96 \dots 0,98$

5. Межосевое расстояние и длина цепи: $a_{\text{min}} = (d_{a1} + d_{a2}) / 2 + 30 \dots 50$; $a = (30 \dots 50) p_{\text{ц}}$;

Число звеньев цепи: $L_p = 2a / p_{\text{ц}} + (z_1 + z_2) / 2 + ((z_2 - z_1) / 2\pi)^2 \cdot p_{\text{ц}} / a$ (округляют до целого четного числа)

Уточненное межосевое расстояние:

$$a = p_{\text{ц}} / 4 \left[L_p + (z_1 + z_2) / 2 + \sqrt{(L_p - (z_1 + z_2) / 2)^2 - 8((z_2 - z_1) / 2\pi)^2} \right]$$

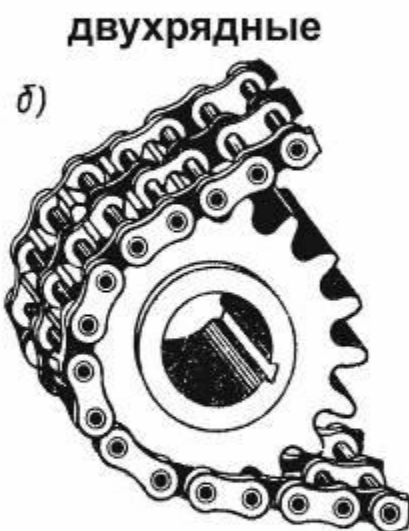
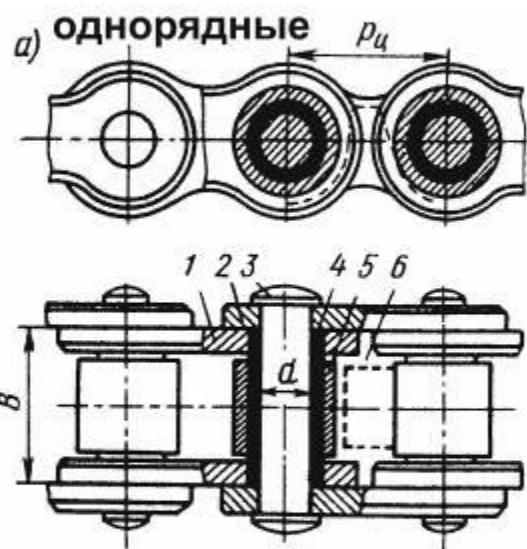
Провисание: $\Delta = (0,002 \dots 0,004) a$

3.4.3. Конструкции приводных цепей

3.42

Основными типами приводных цепей является: шарнирные роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Это стандартизованное изделие, основными характеристиками которого являются: шаг, ширина и разрушающая нагрузка(!)

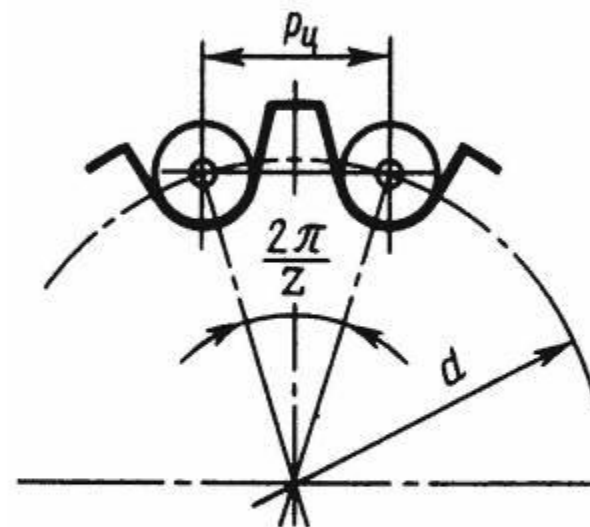
Роликовые и втулочные цепи



- 1,2 - внутреннее и внешнее звенья;
- 3 - валик (ось), запрессованный в 2;
- 4 - втулка, запрессованная в 1;
- 5 - ролик;
- 6 - зуб звездочки.

У втулочных цепей нет ролика!

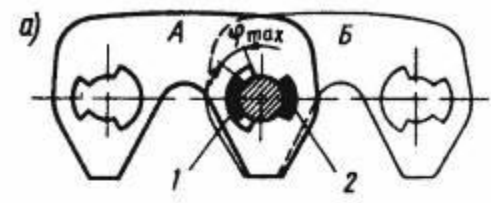
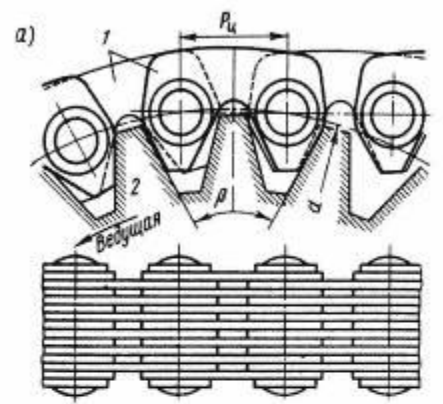
Звездочки приводных цепей



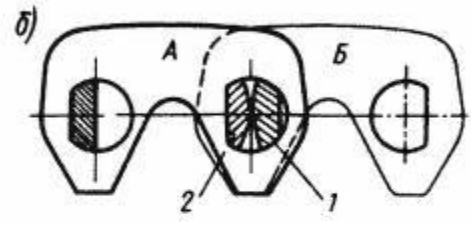
Делительный диаметр звездочки:

$$d = p_u / \sin(\pi/z)$$

Зубчатые цепи

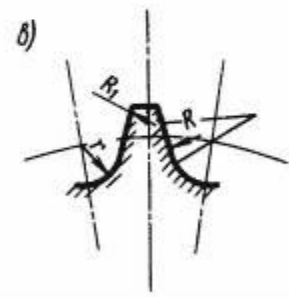
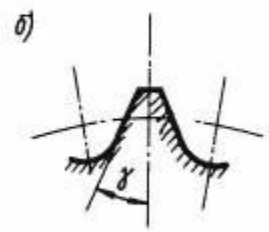
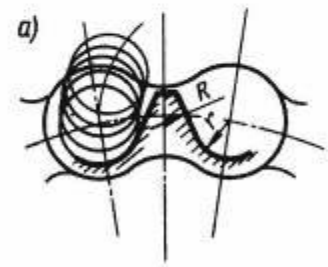


1, 2 - шарниры скольжения



1, 2 - вкладыши качения

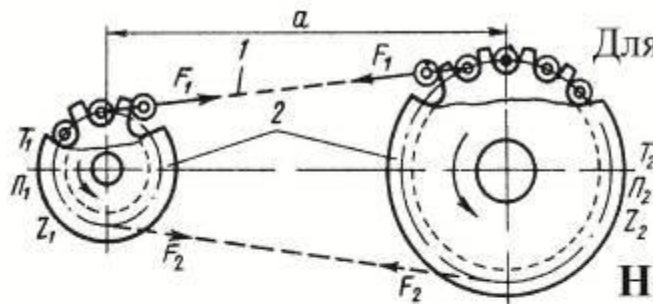
Профили зубьев



а) - выпуклый профиль; б) - прямолинейный профиль;

в) - вогнутый профиль **Стали:** 40; 40Х; пластмассы

3.4.4. Силы в цепной передаче, кинематика и динамика

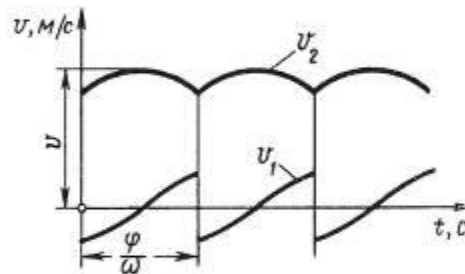
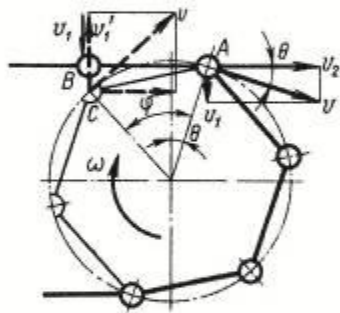


Для практических расчетов напряжения ветвей цепи:

$$F_1 \approx F_t; \quad F_2 \approx 0$$

Окружная сила $F_t = 2T_1/d_1$

Неравномерность движения и колебания цепи



A - шарнир цепи, находится в зацеплении;

B - шарнир цепи приближается к зацеплению с зубом **C**;

v - окружная скорость шарнира **A**;

v₂ - составляющая скорости вдоль цепи (это - скорость цепи)

v₁ - скорость, перпендикулярная цепи.

Составляющие v_2 и v_1 изменяются

$$v_2 = v \cos \theta; \quad v_1 = v \sin \theta \quad (-\varphi/2 \leq \theta \leq +\varphi/2; \quad \varphi = 2\pi/z)$$

Углы $-\varphi/2$ - вход в зацепление шарнира **A**; $+\varphi/2$ - выход шарнира **A** из зацепления.

Со скоростью v_1 - связаны поперечные колебания ветвей цепи и удары шарниров цепи о зубья звездочки.

Периодическое изменение скорости v_2 обуславливает непостоянство мгновенного i и дополнительные динамические нагрузки.

Шаг цепи ограничивается быстроходностью $[p_n]_{\max} = f(n_1)$ (!)

3.4.5. Критерии работоспособности и расчета цепной передачи

Основной причиной потери работоспособности является износ шарниров цепи, зависящий от давления в шарнире. Поэтому условием работоспособности по износу является: $p = F_t / (B \cdot d) \leq [p]$ (d и B – диаметры валика ширины цепи).

Допускаемое давление в шарнирах цепи

3.45

$$[p] = [p_0] \cdot K_3; \quad K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{реж}} \cdot K_c$$

K_d – коэффициент динамической нагрузки; K_a – коэффициент длины цепи;

K_n – коэффициент угла наклона к горизонту;

$K_{\text{рег}}$ – коэффициент регулировки натяжения цепи;

$K_{\text{реж}}$ – коэффициент режима работы; K_c – коэффициент смазки.

Практический расчет цепной передачи

Задано: P ; n_1 ; i

Определить: p_u ; z и a

1. Значения z_1 и a выбирают по рекомендациям.

2. Определяют мощность P_1 базовой передачи

$$P_1 = [p_0] \cdot B \cdot d \cdot z_{01} \cdot n_{01} \cdot p_u / (K_3 \cdot K_z \cdot K_n),$$

где $K_z = z_{01} / z_1$ – коэффициент числа зубьев;

$K_n = n_{01} / n_1$ – коэффициент частоты вращения

3. Расчетная эквивалентная мощность $P_p = P_1 \cdot K_3 \cdot K_z \cdot K_n = [p_0] \cdot B \cdot d \cdot z_{01} \cdot n_{01} \cdot p_u / 60 \leq [P_p]$

4. Шаг цепи $p_u \leq [p_u]_{\text{max}}$

5. Коэффициент рядности $K_{\text{ряд}} = [P_p] / P_p \leq 3$

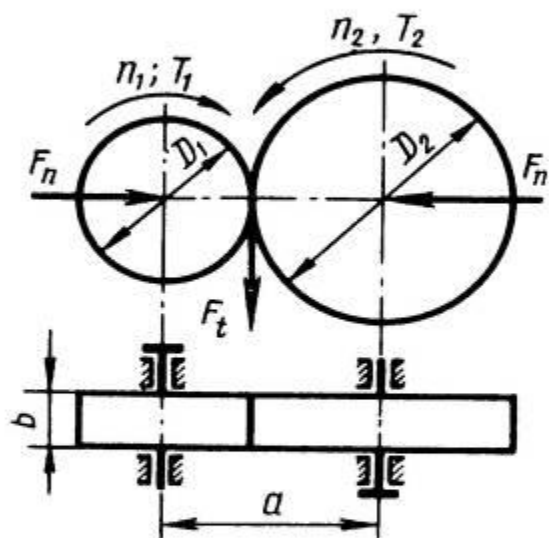
6. Число рядов = $f(K_{\text{ряд}})$

Тема 3.5. Фрикционные передачи и вариаторы

3.5.1. Общие сведения

Принцип действия и классификация

Простейшая нерегулируемая передача

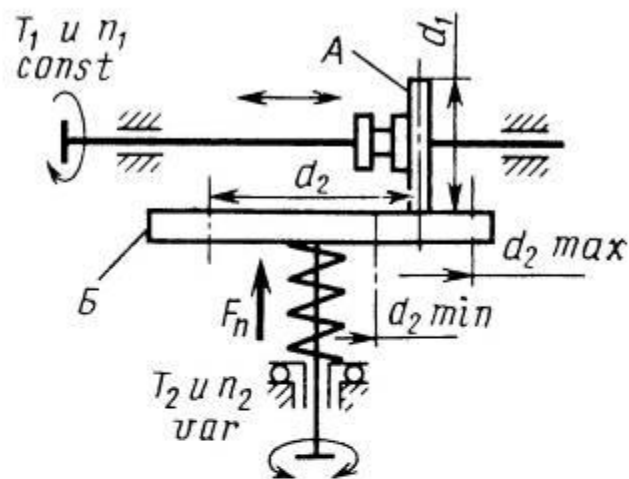


Работа фрикционной передачи основана на использовании сил трения

$$F_{тр} \geq F_t ; F_{тр} = F_n \cdot f$$



Простейший вариатор



$$i_{\max} = n_1 / n_{2\min} \approx d_{2\max} / d_1$$

$$i_{\min} = n_1 / n_{2\max} \approx d_{2\min} / d_1$$

Диапазон регулирования

$$D = i_{\max} / i_{\min} = n_{2\max} / n_{2\min} = d_{2\max} / d_{2\min}$$

Параметры фрикционной передачи

3.47

1. Передаточное отношение:

$$i = n_1 / n_2 = d_2 / [d_1(1-\varepsilon)] \approx d_2 / d_1$$

ε - коэффициент скольжения = $f(F_n) \rightarrow i \neq \text{пост} (!)$

2. Сила прижатия:

$$F_n = K F_t / f,$$

K - коэффициент запаса сцепления

3. В понижающих конических передачах прижимное устройство целесообразно устанавливать на ведущем валу (!)

3.5.2. Основы расчета на контактную прочность

Касание по линии

Касание в точке

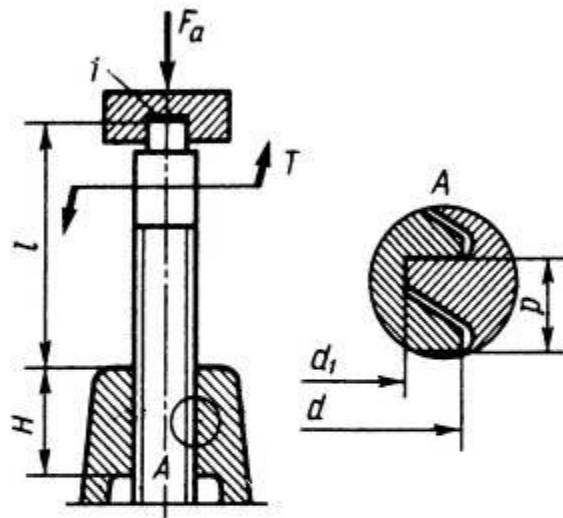
$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{F_n E_{\text{пр}} / (b \rho_{\text{пр}})} \leq [\sigma_H] ; \quad \sigma_H = m \sqrt[3]{F_n E_{\text{пр}}^2 / \rho_{\text{пр}}^2} \leq [\sigma_H].$$

Тема 3.6. Передача «винт-гайка»

3.48

3.6.1 Общие сведения

Служит для преобразования вращательного движения в поступательное



1. Передаточное отношение $i = S_m / S_r = \pi d_m / p_1$,

d_m - диаметр маховика; p_1 - ход винта.

$i \rightarrow$ велико (!)

2. Осевая сила $F_a = F_m \cdot i \cdot \eta \rightarrow$ большая величина (!)

Недостаток – низкий КПД (!)

3.6.2 Расчет резьбы винтовых механизмов

Основным критерием работоспособности винтовых резьб является износостойкость

Для проверочного расчета:

$$\sigma_{см} = F_a / (\pi d_2 \cdot h \cdot z) \leq [\sigma_{см}]$$

Для проектного расчета:

$$d_2 \geq \sqrt{F_a / (\pi \psi_H \psi_h [\sigma_{см}])},$$

где $\psi_H = H / d_2$ – коэффициент высоты гайки;

$\psi_h = h / p$ – коэффициент высоты резьбы;

h – рабочая высота витка резьбы;

H – высота гайки.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПОДГОТОВКИ

Зубчатые передачи

1. Типы механических передач, их назначение и характеристики.
2. Основные геометрические параметры зубчатых передач. Как они между собой соотносятся?
3. Скольжение в зацеплении. Как оно распределяется по профилю зуба?
4. Коэффициент торцового перекрытия ε_α . Как его величина влияет на распределение нагрузки по профилю зуба?
5. Понятие о степенях точности зубчатых передач и их влияние на качественные характеристики передач.
6. Контактные напряжения. Какие виды разрушений определяются этими напряжениями?
7. Критерии работоспособности и виды разрушения зубьев зубчатых передач. С какими напряжениями они связаны?
8. Понятие о расчетной нагрузке зубчатых передач. Основные факторы, влияющие на коэффициент концентрации нагрузки K_β и коэффициент динамической нагрузки K_v .
9. Силы в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи.
10. Расчет прочности зубьев цилиндрической прямозубой передачи по контактным напряжениям (вывод формулы для σ_H).
11. Как влияют модуль и число зубьев на контактные напряжения?
12. Как влияет ширина колеса на контактные напряжения и почему ее ограничивают?
13. Как влияет корригирование зубьев на контактные напряжения?
14. Расчет прямозубой цилиндрической передачи по напряжениям изгиба (вывод формулы для σ_F).
15. Коэффициент формы зуба Y_{FS} . От каких параметров и как зависит его величина?
16. Особенности расчета косозубых (шевронных) передач. Чем объясняется повышение нагрузочной способности этих передач по сравнению с прямозубыми? Причины плавности и бесшумности работы. Приведение косозубого колеса к эквивалентному прямозубому (эквивалентные параметры d_v и z_v).

18. Особенности расчета косозубых передач по напряжениям изгиба. Как учитывается многопарность зацепления и наклон линии контакта к основанию зуба?
19. Конические зубчатые передачи, их оценка по сравнению с цилиндрическими. Области применения. Основные геометрические параметры конической передачи.
20. Силы в зацеплении прямозубой конической передачи.
21. Приведение конического зубчатого колеса к эквивалентному цилиндрическому (эквивалентные параметры d_v и z_v).
22. Чем отличаются расчетные формулы для σ_H и σ_F в конических передачах по сравнению с цилиндрическими и почему?
23. Какие формы не прямых зубьев применяют в конических передачах и как оценивают их преимущества в расчетных зависимостях для σ_H и σ_F .
24. По каким критериям распределяют передаточное отношение по ступеням многоступенчатой передачи?
25. Какие потери определяют КПД зубчатой передачи и какова его приближенная величина?
26. Какие материалы и виды термической обработки применяют для повышения прочности и долговечности зубчатых передач?
27. От каких характеристик материала преимущественно зависят сопротивление контактной усталости и допускаемые контактные напряжения?
28. Как учитывают переменность режима нагрузки при определении допускаемых напряжений?
29. Как записывают условие суммирования повреждений и как его объясняют?
30. Что такое типовые режимы нагружения?
31. По каким параметрам оптимизируют конструкцию зубчатых передач!? Что принимают за обобщенный критерий оптимизации?

Червячные передачи

1. Чем отличается кинематика червячной передачи от зубчатой?
2. Каковы причина большого скольжения в червячной передаче и его последствия?
3. Почему КПД червячной передачи меньше, чем у зубчатой? Способы его повышения.
4. В каких случаях и почему целесообразно применять червячную передачу?
5. Силы в зацеплении червячной передачи. Как их определить?
6. По каким критериям работоспособности рассчитывают червячную передачу?
7. Чем отличаются расчетные зависимости для σ_H и σ_F червячной передачи по сравнению с зубчатой?
8. Какие материалы применяют для червяка и колеса червячной передачи?
9. Как осуществляются охлаждение и смазка червячных передач?

Фрикционные передачи и вариаторы

1. Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач?
2. Чем отличаются фрикционные вариаторы от коробок скоростей? Области вое применения.
3. Какие конструкции фрикционных вариаторов наиболее распространены?
4. Критерии работоспособности фрикционных передач. По каким напряжениям их рассчитывают?

Ременные передачи

1. Ременные передачи – принцип действия, типы ремней. Какие ремни наиболее распространены?
2. Преимущества и недостатки ременных передач, области их применения.
3. Силы в ветвях ремня. Как их рассчитывают?
4. Напряжения в ремне. Как их определяют?
5. Какие напряжения и как влияют на работоспособность передачи и долговечность ремня?
6. Какие виды скольжения наблюдаются в ременной передаче?
7. Как получают кривые скольжения и КПД ременных передач и как они используются при расчете допускаемой нагрузки?
8. Почему клиновые ремни способны передавать большие нагрузки, чем плоские?

Цепные передачи

1. Какие достоинства цепной передачи обеспечивают ей широкое применение и в каких областях?
2. Какие типы цепей наиболее распространены?
3. С чем связаны неравномерность хода цепной передачи, удары шарниров цепи по зубьям звездочки и колебания ветвей цепи?
4. От чего зависит интенсивность износа шарниров цепи?
5. Почему изношенная цепь теряет зацепление со звездочкой (спадает со звездочек) и как это учитывают при выборе числа зубьев звездочек?
6. По какому критерию выполняют расчет цепной передачи?
7. По каким параметрам оптимизируют конструкцию цепной передачи?