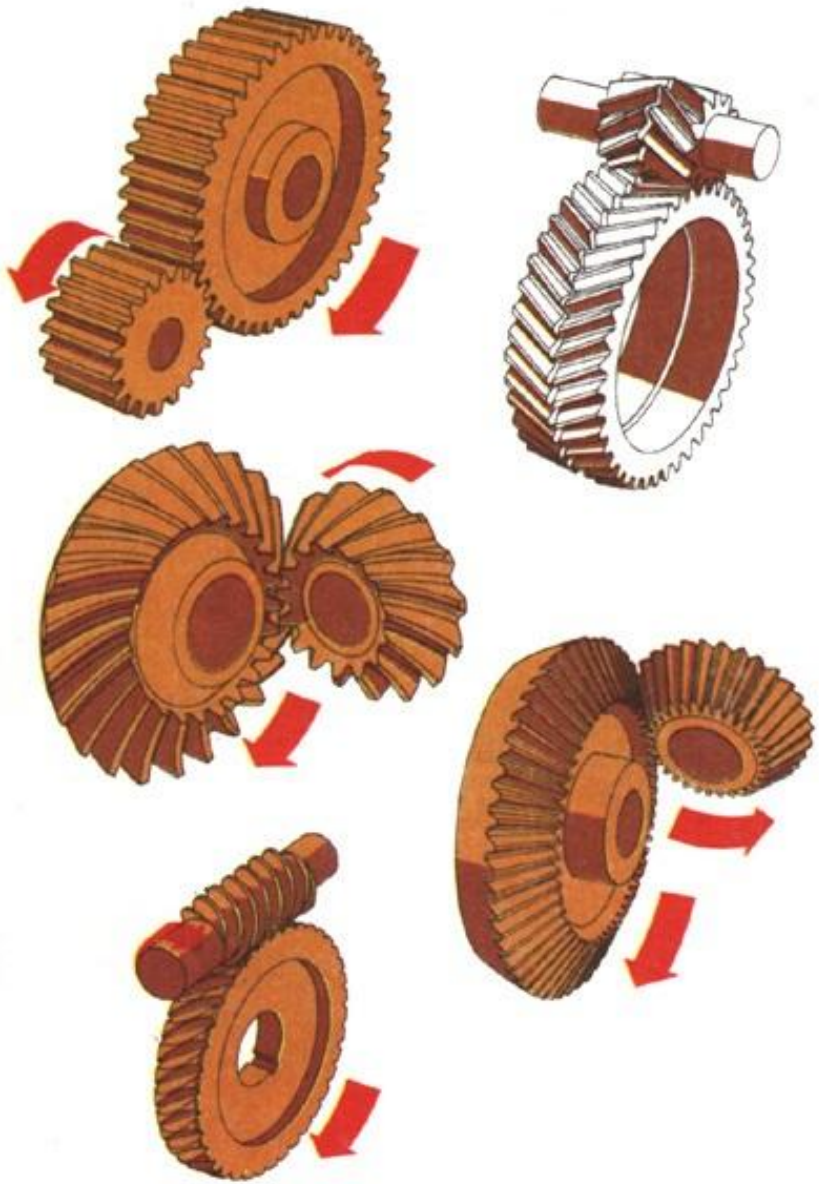


МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. ВИДЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.

Выполнили: ст. группы ПБ 31-13
Евдошенко В.
Шукуров И.

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ



Передачей называют устройство(механизм) для передачи механического движения от одного объекта к другому.

Механические передачи классифицируют:

- по взаимному расположению ведущего и ведомого валов в пространстве –передачи между валами, геометрические оси которых параллельны, пересекаются или скрещиваются;**
- по принципу передачи движения – передачи трением (фрикционные и ременные) и передачи зацеплением (зубчатые, червячные и цепные);**
- по способу контакта между ведущим и ведомым звеньями – передачи с непосредственным касанием (фрикционные, зубчатые и червячные) и передачи с гибкой связью (ременные и цепные).**

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕДАЧ И ИХ РАСЧЕТ

Основными характеристиками передач является мощность P_1 на выходе и P_2 на входе, Вт; быстроходность, которая выражается частотой вращения n_1 на входе и n_2 на выходе, или угловыми скоростями ω_1 и ω_2 . Эти характеристики минимально необходимы и достаточным для проведения проектного расчета любой передачи.

Кроме основных различают производные харак $\eta = P_2/P_1$, или $\eta = 1 - P_r/P_1$, коэффициент полезного действия (КПД)

И передаточное отношение, оп $i = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2$
направлении потока мощности

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

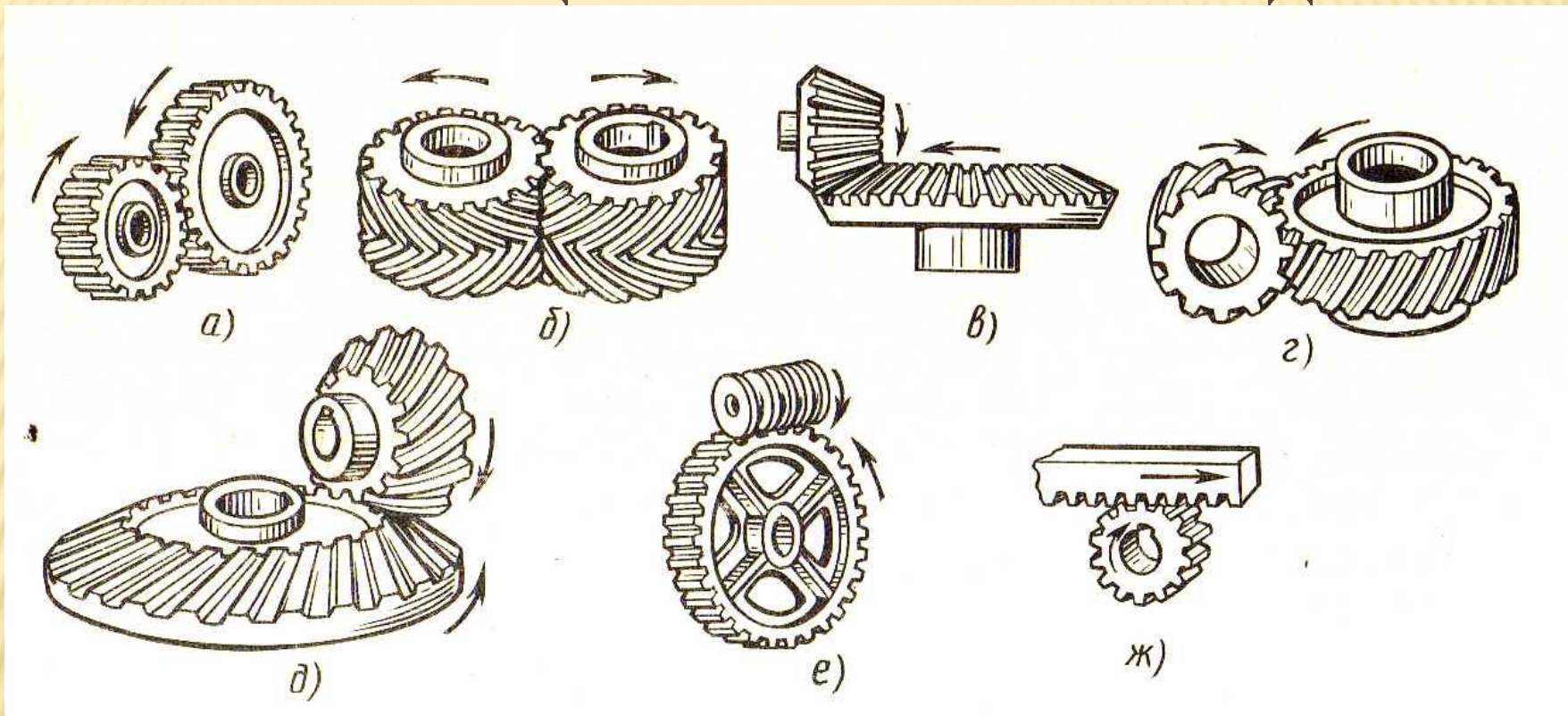
Зубчатая передача представляет собой передаточный механизм, звеньями которого являются зубчатые колёса, служащие для передачи движения и сил путём непосредственного контакта



Преимущества зубчатых передач:

- Высокий КПД, значение которого достигает 0,99;**
- Возможность применения при окружных скоростях до 150 м/с для передачи мощностей от долей киловатт до десятков тысяч киловатт;**
- высокая кинематическая точность;**
- точность изготовления;**
- надёжность и долговечность работы в**

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ



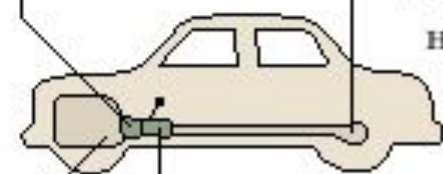
а – цилиндрическая с прямыми зубьями;
б – цилиндрическая с шевронными зубьями;
в – коническая с прямыми зубьями;
г – цилиндрическая с винтовыми зубьями;
д – коническая с винтовыми зубьями; е – червячная; ж – реечная



КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

ДИФФЕРЕНЦИАЛ

СЦЕПЛЕНИЕ



КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

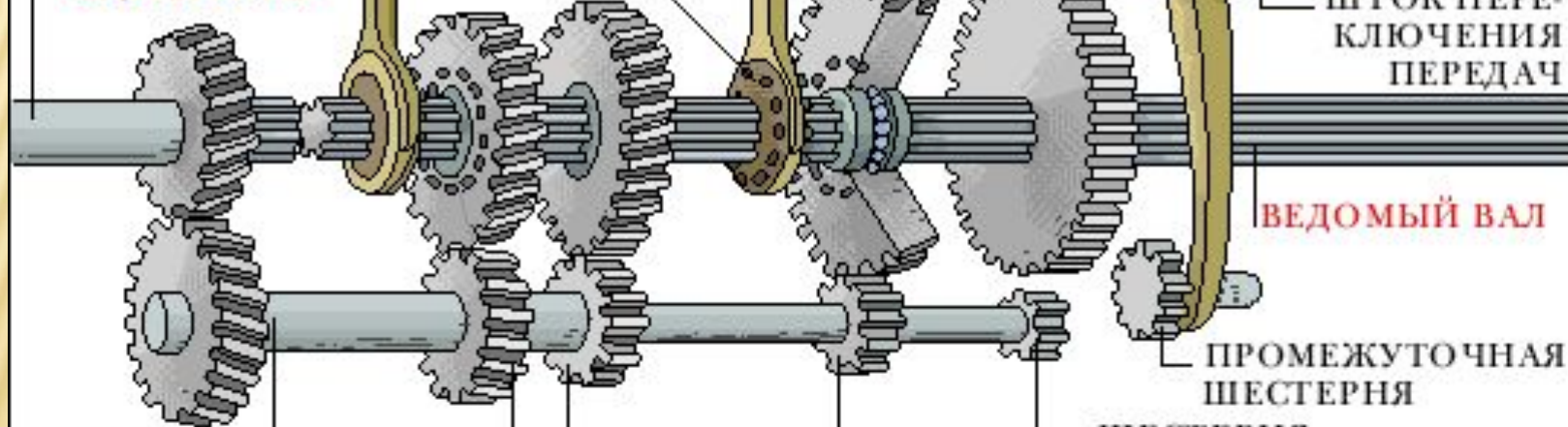
ДВИГАТЕЛЬ



МУФТА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ

ВИЛКА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

ВАЛ СЦЕПЛЕНИЯ



Переключение передач

РЫЧАГ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

ШТОК ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

ВЕДОМЫЙ ВАЛ

ПРОМЕЖУТОЧНАЯ ШЕСТЕРНЯ

ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ВАЛ

ШЕСТЕРНЯ 3-Й ПЕРЕДАЧИ

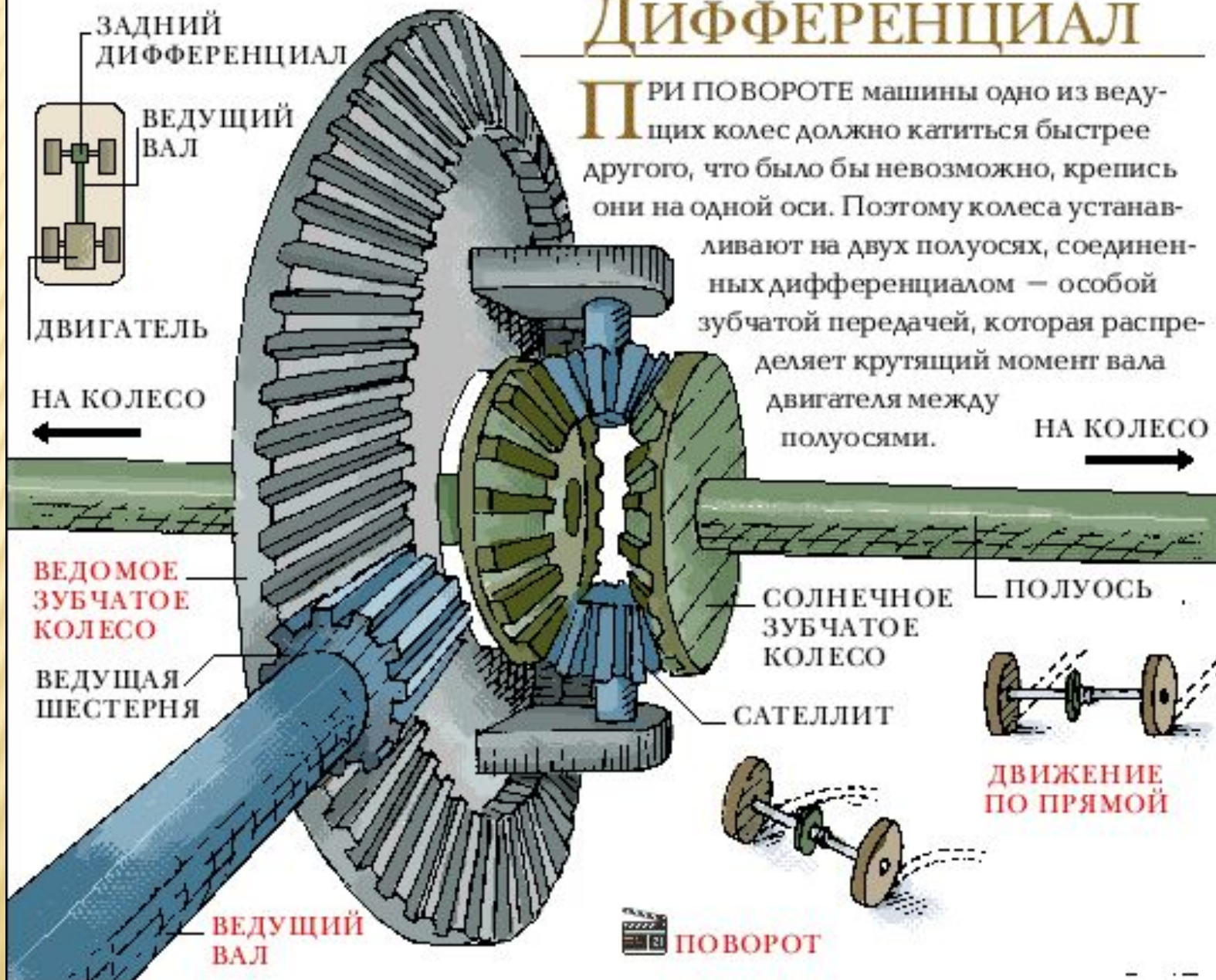
ШЕСТЕРНЯ 2-Й ПЕРЕДАЧИ

ШЕСТЕРНЯ 1-Й ПЕРЕДАЧИ

ШЕСТЕРНЯ ЗАДНЕГО ХОДА

ДИФФЕРЕНЦИАЛ

ПРИ ПОВОРОТЕ машины одно из ведущих колес должно катиться быстрее другого, что было бы невозможно, крепись они на одной оси. Поэтому колеса устанавливаются на двух полуосях, соединенных дифференциалом – особой зубчатой передачей, которая распределяет крутящий момент вала двигателя между полуосями.



За расчетную нагрузку принимают максимальную величину удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев:

$$q = F_n K / l_{\Sigma}, \quad (8.4)$$

где F_n — нормальная сила в зацеплении; $K = K_{\alpha} K_{\beta} K_{\nu}$ — коэффициент расчетной нагрузки; K_{α} — коэффициент распределения нагрузки между зубьями; K_{β} — коэффициент концентрации нагрузки; K_{ν} — коэффициент динамической нагрузки; l_{Σ} — суммарная длина линии контакта зубьев.

Концентрация нагрузки и динамические нагрузки различно влияют на прочность по контактному и изгибным напряжениям. Соответственно различают $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$ — в расчетах по контактному напряжению и $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu}$ — в расчетах по напряжениям изгиба.

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями K_{α} определяется в зависимости от степени точности ($n_{ст}$) изготовления зубчатых колес по нормам плавности. Он учитывает влияние ошибок окружного шага и направления зубьев на величину l_{Σ} в ненагруженной передаче. Для прямозубых передач:

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

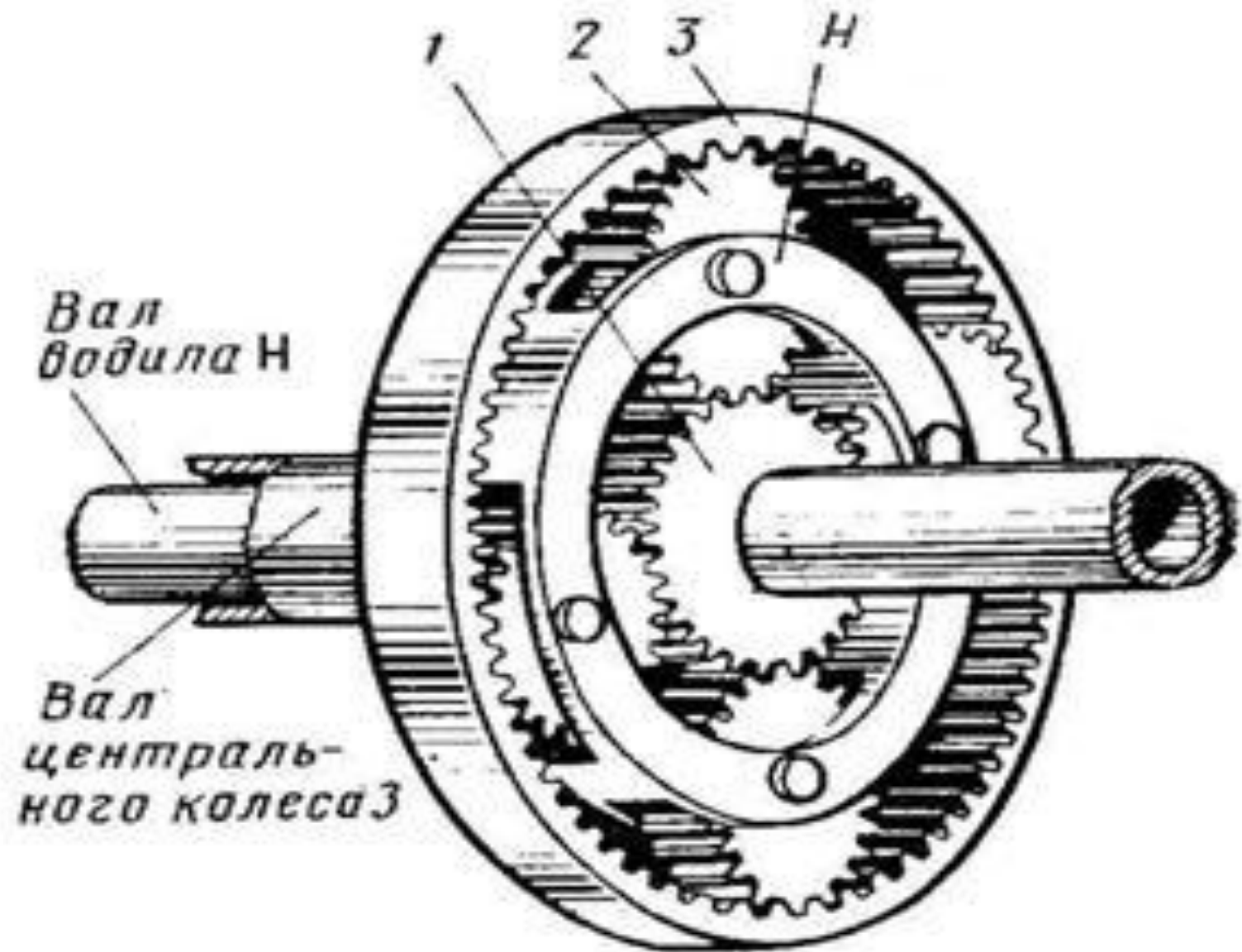
для косозубых передач:

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

где $C = 0,15$, если твердости поверхностей зубьев шестерни и колеса H_1 и $H_2 > 350$ НВ и $C = 0,25$ при H_1 и $H_2 \leq 350$ НВ или $H_1 > 350$ НВ, а $H_2 \leq 350$ НВ; $5 \leq n_{ст} \leq 9$. В расчетах на прочность по напряжениям изгиба полагают $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$. Отметим, что для точноизготовленных передач ($n_{ст} = 5$) $K_{H\alpha} = 1$.

ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Планетарными называются передачи, содержащие зубчатые колеса с перемещающимися осями. Передача состоит из центрального колеса 1 с наружными зубьями, центрального колеса 3 с внутренними зубьями, водила Н и сателлитов 2. Сателлиты вращаются вокруг своих осей и вместе с осью вокруг центрального колеса, т.е. совершают движение, подобное движению планет.



При неподвижном колесе 3 движение может передаваться от 1 к Н или от Н к 1; при неподвижном водиле Н – от 1 к 3 или от 3 к 1. При всех свободных звеньях одно движение можно раскладывать на два (от 3 к 1 и Н) или два соединять в одно (от 1 и Н к 3). В этом случае передачу называют дифференциальной.

Планетарные передачи имеют существенные преимущества:

- нагрузка в планетарных передачах передается одновременно несколькими сателлитами, следовательно, силы, действующие на зубья колес, соответственно уменьшаются, что позволяет использовать колеса меньших габаритных размеров и массы;
- в планетарных передачах рационально используются колеса внутреннего зацепления, обладающие большой (по сравнению с колесами наружного зацепления) нагрузочной способностью;
- равномерное распределение сателлитов по окружности приводит к уравниванию радиальных сил, действующих на колеса, и, следовательно, к разгрузке подшипников центральных колес и водила;
- применение планетарного механизма позволяет легко осуществить компактную конструкцию соосного редуктора, т.е. такого редуктора, у которого оси ведущего и ведомого валов совпадают. Это имеет важное значение для поршневых и турбовинтовых авиационных двигателей. Например, при помощи так называемого дифференциального планетарного редуктора можно от одного двигателя приводить во вращение два соосных винта, скорости вращения которых будут изменяться в полете в соответствии с изменением шага винта.

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

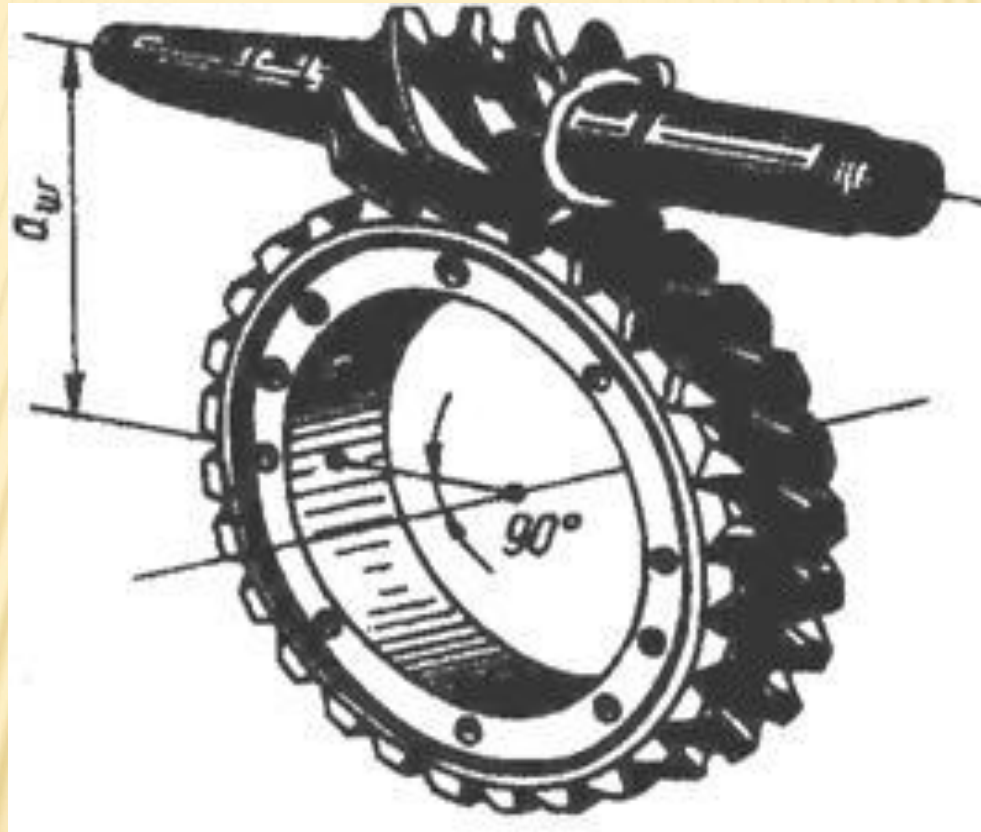
Червячная передача состоит из винта, называемого червяком, и червячного колеса, представляющего собой разновидность цилиндрического косозубого колеса.



Геометрия червячных передач. В червячной передаче, так же как и в зубчатой, различают диаметры начальных и делительных цилиндров : d_{w1} , d_{w2} – начальные диаметры червяка и колеса; d_1 , d_2 – делительные диаметры червяка и колеса. В передачах без смещения $d_{w1} = d_1$, $d_{w2} = d_2$. Точка касания начальных цилиндров является полюсом зацепления.

Червяки различают по следующим признакам: по форме поверхности, на которой образуется резьба, – цилиндрические и глобоидные; по форме профиля резьбы – архимедовы и эвольвентные цилиндрические червяки.

Архимедов червяк имеет трапецеидальный профиль резьбы в осевом сечении, в торцевом сечении витки резьбы очерчены архимедовой спиралью.



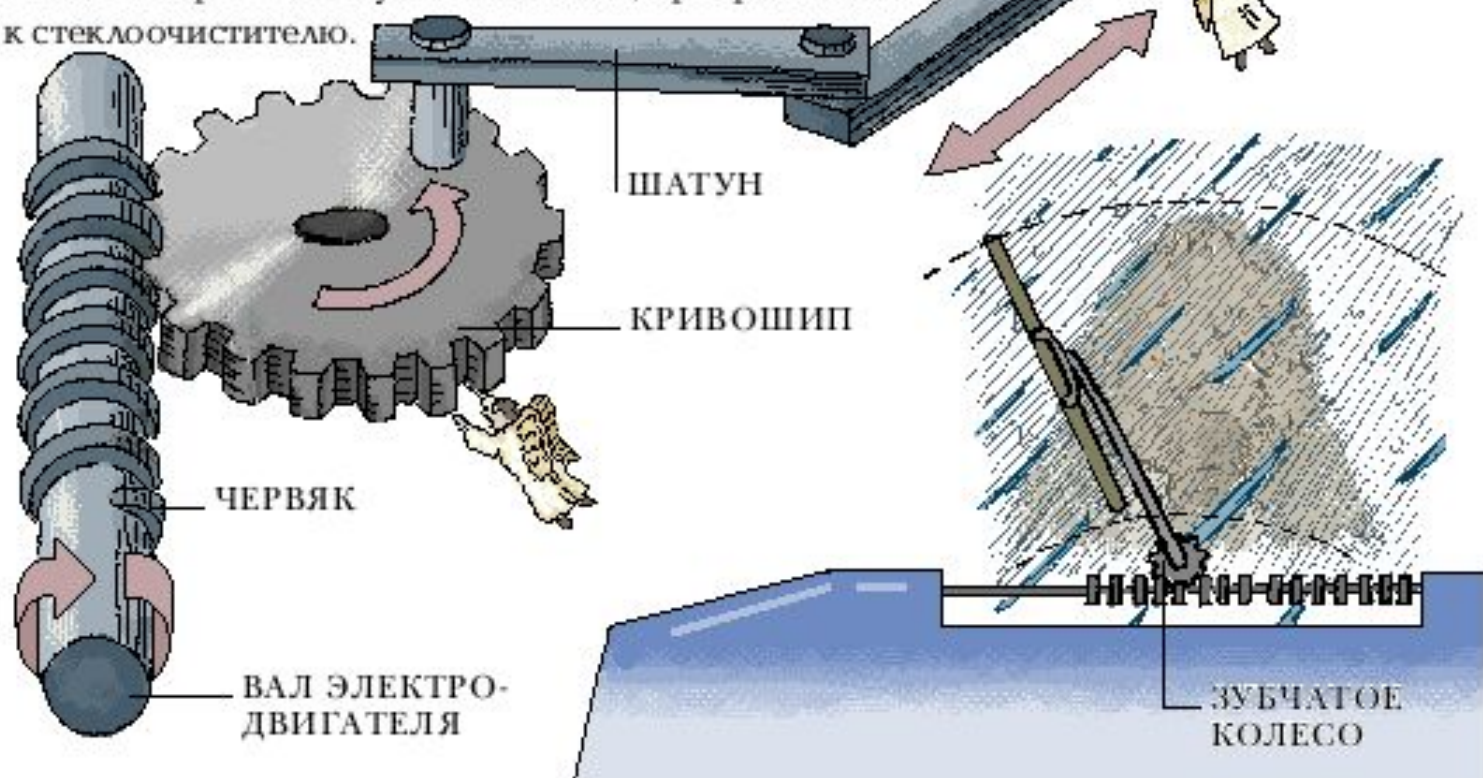
Преимущества червячной передачи:

- Угол пересечения осей может быть каким угодно, но в большинстве случаев он составляет 90° ;**
- обод червячного колеса в отличие от обода обычного косозубого колеса имеет вогнутую форму, что способствует увеличению длины линии контакта зубьев;**
- червячные передачи работают плавно и бесшумно.**

Существенным недостатком червячных передач является низкий КПД

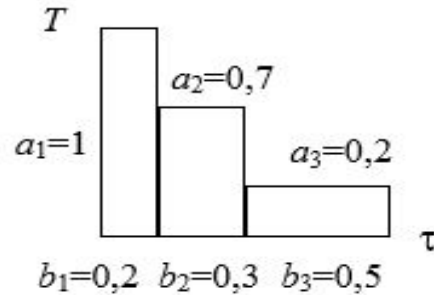
СТЕКЛООЧИСТИТЕЛИ АВТОМОБИЛЯ

ЗУБЧАТАЯ передача с кривошипно-шатунным механизмом преобразует непрерывное вращение вала двигателя в возвратно-поступательное движение щетки стеклоочистителя. Червяк на валу сцеплен с зубчатым колесом (кривошипом). Вращаясь, оно вынуждает шатун двигать взад-вперед зубчатую рейку. Рейка поворачивает зубчатое колесо, прикрепленное к стеклоочистителю.



ПРИМЕР РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

Пример 1



1. Исходные данные:

$$T_2 = 7,6 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$n_1 = 1440 \text{ об/мин};$$

$$a_2 = 0,7;$$

$$u = 10.$$

Колебания нагрузки умеренные; срок службы 10 лет при двухсменной работе (см. диаграмму).

2. Число заходов на червяке принимаем $z_1 = 4$.

3. Число зубьев на колесе рассчитываем

$$z_2 = z_1 u = 4 \cdot 10 = 40.$$

4. Выбираем коэффициент диаметра червяка q из условия, что коэффициент деформации $\theta \geq 1,2 z_2$. Для нашего примера $\theta = 1,2 \cdot 40 = 48$.

По графику на рис. 2 этому значению соответствует $q \geq 7,9$. Принимаем ближайшее большее стандартное значение коэффициента (табл. 1) $q = 8$, при этом $\theta = 49$.

5. Принимаем: материал червяка – закаленная сталь; твердость $HRC > 45$; обработка – шлифование; шероховатость $Rz = 0,63$ мкм.

6. По номограмме рис. 3 выбираем материал колеса – бронза БрАЖ9–4Л; ориентировочная скорость скольжения $v_{ск} = 7,1$ м/с.

7. Поскольку выбранный материал червячного колеса безоловянная бронза, можно сразу же по номограмме (см. рис. 3) определить допустимое контактное напряжение, которое в данном случае будет $[\sigma_H] = 145 \text{ Н/мм}^2$.

8. Определяем допустимое напряжение изгиба:

$$N_{\Sigma} = n_2 60 \cdot 8 \text{ СМ } 300 \text{ Г} = \frac{1440}{10} \cdot 60 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 300 \cdot 10 = 4,15 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \sum a_i^9 b_i = 4,15 \cdot 10^8 (1^9 \cdot 0,2 + 0,7^9 \cdot 0,3 + 0,2^9 \cdot 0,5) = 0,94 \cdot 10^8;$$

$$k_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{0,94 \cdot 10^8}} = 0,641;$$

$[\sigma_F^0] = [\sigma_F^0]' k_{FL} = 108 \cdot 0,641 = 58,7 \text{ Н/мм}^2$ – для нереверсивной передачи;

$$[\sigma_F^0]' = 108 \text{ Н/мм}^2 \text{ – из табл. 2.}$$

9. Допускаемые напряжения для проверки зубьев на прочность при кратковременной перегрузке передачи:

– контактные $[\sigma_H]_{\max} = 2\sigma_T = 2 \cdot 236 = 472 \text{ Н/мм}^2$;

– изгибные $[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 236 = 188,8 \text{ Н/мм}^2$;

– $\sigma_T = 236 \text{ Н/мм}^2$ – из табл. 2.

10. В соответствии с рекомендациями для найденной скорости скольжения $v_{ск} = 7,1 \text{ м/с}$ принимаем 6-ю степень точности изготовления передачи

11. Определяем коэффициент нагрузки

$$k = k_{\beta} \cdot k_v = 1,19 \cdot 1 = 1,19;$$

$$k_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1 - \rho) = 1 + \left(\frac{40}{49}\right)^3 (1 - 0,51) = 1,19;$$

$$\rho = \sum a_i b_i = 1 \cdot 0,2 + 0,7 \cdot 0,3 + 0,2 \cdot 0,5 = 0,51.$$

По табл. 3 для $v_{ск} = 7,1$ м/с находим $k_v = 1$

12. Рассчитываем межосевое расстояние

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2 kT_2 } = \left(\frac{40}{8} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{40}{8} \cdot 145} \right)^2 1,19 \cdot 7,6 \cdot 10^5 } = 221 \text{ мм.}$$

13. Считаем модуль зацепления

19

$$m = \frac{2 a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 221}{40 + 8} = 9,17 \text{ мм.}$$

Из табл. 4 находим, что ближайший больший стандартный модуль $m = 10$ мм.

14. Определяем межосевое расстояние при модуле $m = 10$ мм

$$a_w = \frac{(z_2 + q) m}{2} = \frac{(40 + 8) 10}{2} = 240,00 \text{ мм.}$$

Оно совпадает с одним из размеров ряда *Ra40* ГОСТ 6636–69.

Оно совпадает с одним из размеров ряда *Ra40* ГОСТ 6636–69.

15. Определяем основные геометрические параметры передачи:

а) делительные диаметры для:

– червяка $d_1 = q m = 8 \cdot 10 = 80,00$ мм;

– колеса $d_2 = z_2 m = 40 \cdot 10 = 400,00$ мм.

Проверим $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{80 + 400}{2} = 240,00$ мм;

б) начальные диаметры. (Поскольку в данном примере смещение отсутствует, начальные диаметры равны делительным диаметрам);

в) диаметры вершин для:

– витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 10 = 100,00$ мм;

– зубьев колеса $d_{a2} = d_2 + 2m = 400 + 2 \cdot 10 = 420,00$ мм;

г) диаметры впадин для:

– витков червяка $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 10 = 56,00$ мм,

– зубьев колеса $d_{f2} = d_2 - 2,4m = 400 - 2,4 \cdot 10 = 376,00$ мм;

д) наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} = d_{a2} + 6m/(z_1 + 2) = 420 + 6 \cdot 10/(4+2) = 430,00 \text{ мм};$$

е) длину нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (10 + 5,5|x| + z_1) m + (70 + 60x)m/z_2 = (10+4)10 + 70 \cdot 10/40 = 157,5 \text{ мм}.$$

При $m = 10$ мм требуется увеличить b_1 на 25 мм и окончательно округляем до $b_1 = 185$ мм;

ж) ширину венца колеса (для $z_1 = 4$)

$$b_2 \leq 0,67 d_{a1} = 0,67 \cdot 100 = 67,0 \text{ мм}.$$

Значение совпадает со стандартным размером из ряда *Ra 40* ГОСТ 6636–69;

з) угол подъема витка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{4}{8} = 0,50000,$$

$$\gamma = 26^\circ 33' 54'', \cos \gamma = 0,89440.$$

16. Определяем скорость скольжения

$$v_{\text{ск}} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma_w} = \frac{\pi 80 \cdot 144}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,8944} = 6,95 \text{ м/с.}$$

Получили значение, близкое к выбранному в п. 6, поэтому корректировать $[\sigma_H] = 145 \text{ Н/мм}^2$ нет необходимости.

17. Определяем действующие контактные напряжения и оцениваем работоспособность передачи по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{475}{d_2} \sqrt{\frac{kT_2}{d_1}} = \frac{475}{400} \sqrt{\frac{1,19 \cdot 7,60 \cdot 10^5}{80}} = 126 \text{ Н/мм}^2.$$

Таким образом, $\sigma_H < [\sigma_H]$ и износостойкость зубьев червячного колеса обеспечена.

18. Определяем КПД червячной передачи.

При $v_{\text{ск}} = 6,95 \text{ м/с}$ приведенный коэффициент трения располагается в пределах $f' = 0,026 \dots 0,036$. Соответствующие значения приведенного угла трения $\rho' = 1^\circ 29' 20'' \dots 2^\circ 03' 40''$,

$$\operatorname{tg} (26^\circ 33' 54'' + 1^\circ 29' 20'') = 0,533,$$

$$\operatorname{tg} (26^\circ 33' 54'' + 2^\circ 03' 40'') = 0,538.$$

$$\eta_{\text{ш}} = (0,97 \dots 0,98) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = (0,97 \dots 0,98) \frac{0,500}{0,533 \dots 0,538} = 0,902 \dots 0,918$$

19. Для определения сил, действующих в зацеплении, предварительно рассчитаем вращающий момент на червяке

$$T_1 = \frac{T_2}{\eta_{1-2}} = \frac{7,60 \cdot 10^5}{10 \cdot 0,91 \cdot 0,99} = 8,53 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

здесь $\eta_{1-2} = \eta_{\text{чп}} \eta_{\text{пк}} = 0,91 \cdot 0,99$; а $\eta_{\text{пк}} = 0,99$ – КПД подшипников качения, в которых вращается червяк.

Окружная сила на червяке, равная осевой на колесе,

21

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 8,53 \cdot 10^4}{80} = 2,13 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Окружная сила на колесе, равная осевой на червяке,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 7,60 \cdot 10^5}{400} = 3,80 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Радиальная сила на червяке и колесе

$$F_r = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma} \operatorname{tg} \alpha = \frac{3,80 \cdot 10^3}{0,894} 0,364 = 1,55 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

20. Проверка изгибной выносливости зубьев колеса

$$\sigma_F = \frac{0,6 k F_{t2} Y_F}{m b_2} = \frac{0,6 \cdot 1,19 \cdot 3,80 \cdot 10^3 \cdot 2,27}{10 \cdot 67} = 8,8 \text{ Н/мм}^2$$

Число зубьев на эквивалентном прямозубом колесе

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{0,894^3} = 56.$$

По табл. 6 для $z_{v2} = 56$ находим $Y_F = 2,17$.

Из п.8 нашли, что $[\sigma_F] = 58,7 \text{ Н/мм}^2$, следовательно, работоспособность передачи по изгибной выносливости зубьев колеса обеспечена с более чем 6-кратным запасом.

21. Определяем допустимую кратность кратковременной перегрузки передачи:

а) по контактным напряжениям

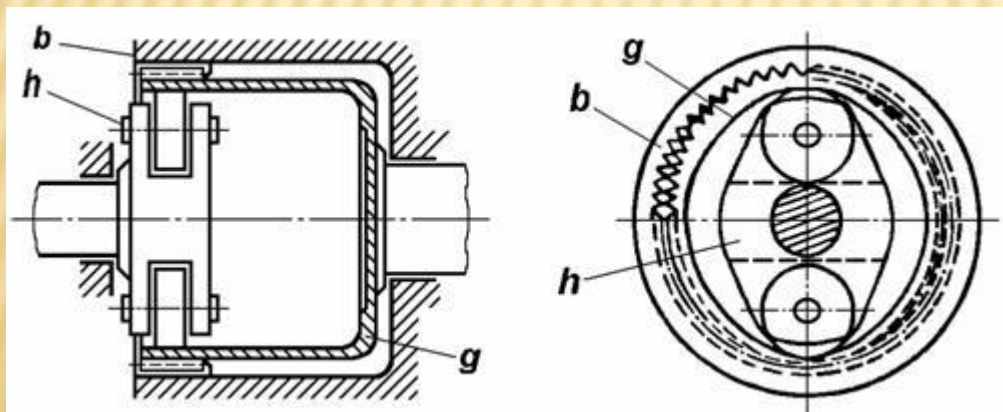
$$\left(\frac{T_{2\max}}{T_2} \right)_H = \left(\frac{[\sigma_H]_{\max}}{\sigma_H} \right)^2 = \left(\frac{472}{126} \right)^2 = 13,6;$$

б) по изгибным напряжениям

$$\left(\frac{T_{2\max}}{T_2} \right)_F = \frac{[\sigma_F]_{\max}}{\sigma_F} = \frac{188,8}{8,8} = 22,5.$$

ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Волновая передача основана на принципе преобразования параметров движения за счет волнового деформирования гибкого звена механизма. Впервые такая передача была запатентована в США инженером Массером.



Волновые зубчатые передачи являются разновидностью планетарных передач, у которых одно из колес гибкое.

Волновая передача включает в себя жесткое зубчатое колесо b с внутренними зубьями и вращающееся гибкое колесо g с наружными зубьями. Гибкое колесо входит в зацепление с жестким в двух зонах с помощью генератора волн (например, водила h с двумя роликами), который соединяют с корпусом передачи b .

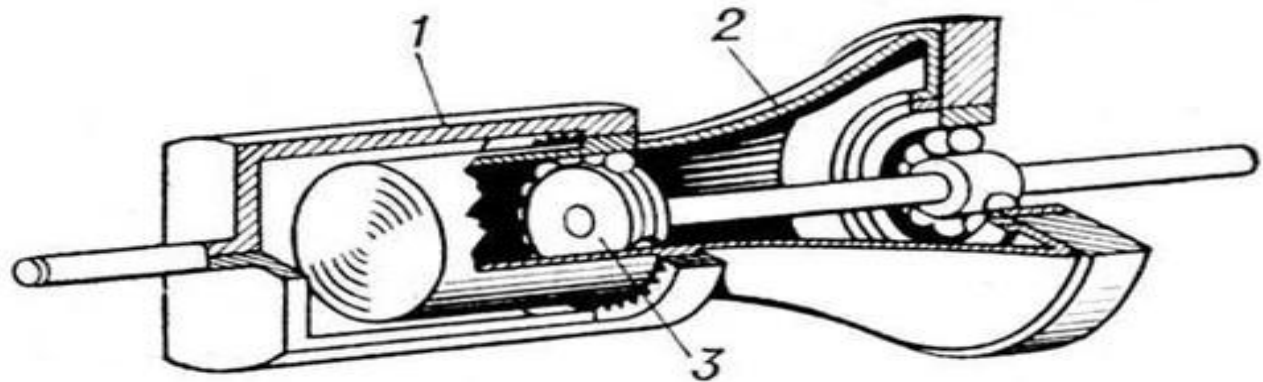
Гибкое зубчатое колесо представляет собой гибкий цилиндр, один конец которого соединен с валом и сохраняет цилиндрическую форму, а другой конец имеет зубья.

Генератор волн служит для образования и движения волны деформации на гибком зубчатом колесе.

Генераторы волн бывают механические, пневматические, гидравлические, электромагнитные. Механические генераторы могут быть двухроликовыми, четырехроликовыми, дисковыми, кольцевыми и кулачковыми. Генератор волн может располагаться внутри гибкого колеса или вне его. Число волн – любое.

К основным достоинствам волновых передач по сравнению с зубчатыми передачами следует отнести:

- их меньшие массу и габариты;
- кинематическую точность;
- высокую демпфирующую способность;
- обеспечение больших передаточных отношений в одной ступени (50...300);
- возможность передачи движения в герметизированное пространство без применения



Недостатки:

- сложность конструкции;
- ограничение скорости вращения ведущего вала генератора волн при больших диаметрах колес;
- повышенные потери мощности на трение и на деформацию гибкого колеса (КПД составляет 0,7-0,85 при $U = 80-250$).

Волновые передачи применяют в приводах для передачи движения в герметизированное пространство в химической, атомной и космической технике; в силовых и кинематических приводах общего назначения с большим передаточным отношением; в исполнительных малоинерционных быстродействующих механизмах систем автоматического регулирования и управления; в механизмах отсчетных устройств повышенной кинематической точности.

Передаточное отношение волновых передач определяется методом остановки водила (метод Виллиса).

По рис. 18.1 передаточное отношение: при неподвижном жестком колесе

$$i_{к2} = \omega_k / \omega_2 = -z_2 (z_1 / z_2) = -z_2 / C \quad (1)$$

где ω_k и ω_2 — угловые скорости волнового генератора и гибкого колеса; z_1, z_2 — числа зубьев жесткого и гибкого колес; C — число волн;
при неподвижном упругом колесе

$$i_{к1} = \omega_k / \omega_1 = z_2 (z_1 / z_2) = z_1 / C \quad (2)$$

В формуле (1) знак «минус» указывает на разные направления вращения генератора и гибкого колеса.

Причины выхода из строя и критерии работоспособности.

В процессе работы этой передачи наблюдается

- разрушение подшипника генератора волн от нагрузки в зацеплении;
- проскакивание генератора волн при больших вращающих моментах, когда зубья на входе в зацепление упираются друг в друга вершинами;
- поломка гибкого колеса от трещин усталости (особенно при $u < 80$);
- износ зубьев на концах;
- пластические деформации боковых поверхностей зубьев при перегрузках.

Расчёт волновых зубчатых передач отличается от расчёта обычных зубчатых передач тем, что учитывается деформация гибкого венца и генератора.

За критерий работоспособности обычно принимают допускаемые напряжения смятия

$$\sigma_{см} = 10M_{ep} / \psi_d d^3 \leq [\sigma]_{см};$$

$$d = \sqrt[3]{10M_{ep} / \psi_d [\sigma]_{см}};$$

где ψ_d — коэффициент ширины гибкого венца; d — делительный диаметр гибкого венца.

Волновые передачи можно применять в качестве редукторов, дифференциалов и вариаторов скорости.

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Фрикционными передачами называют устройства, в которых движение от ведущего звена к ведомому передаётся путём их соприкосновения и взаимного качения. Простейшая фрикционная передача состоит из двух колёс – катков, одно из которых

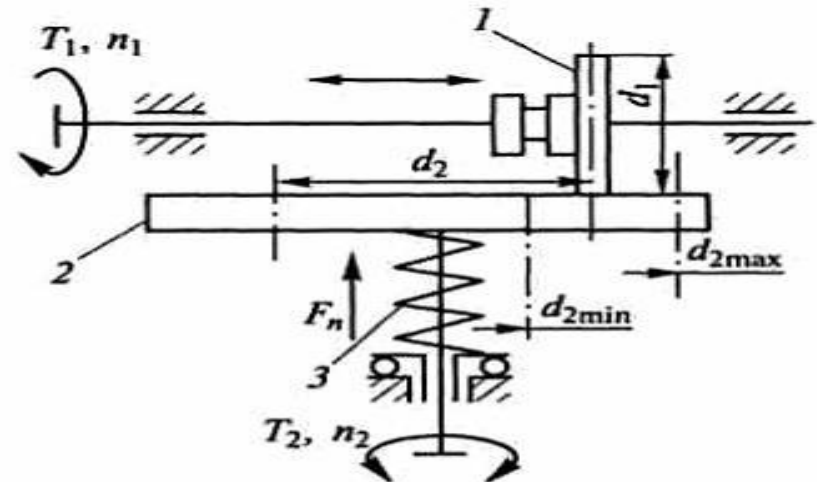


Схема лобового вариатора

- 1 — ролик; 2 — ведомый каток;
- 3 — прижимная пружина

Передачи, работа которых основана на использовании сил трения, возникающих между рабочими поверхностями двух прижатых друг к другу тел вращения, называют фрикционными передачами.

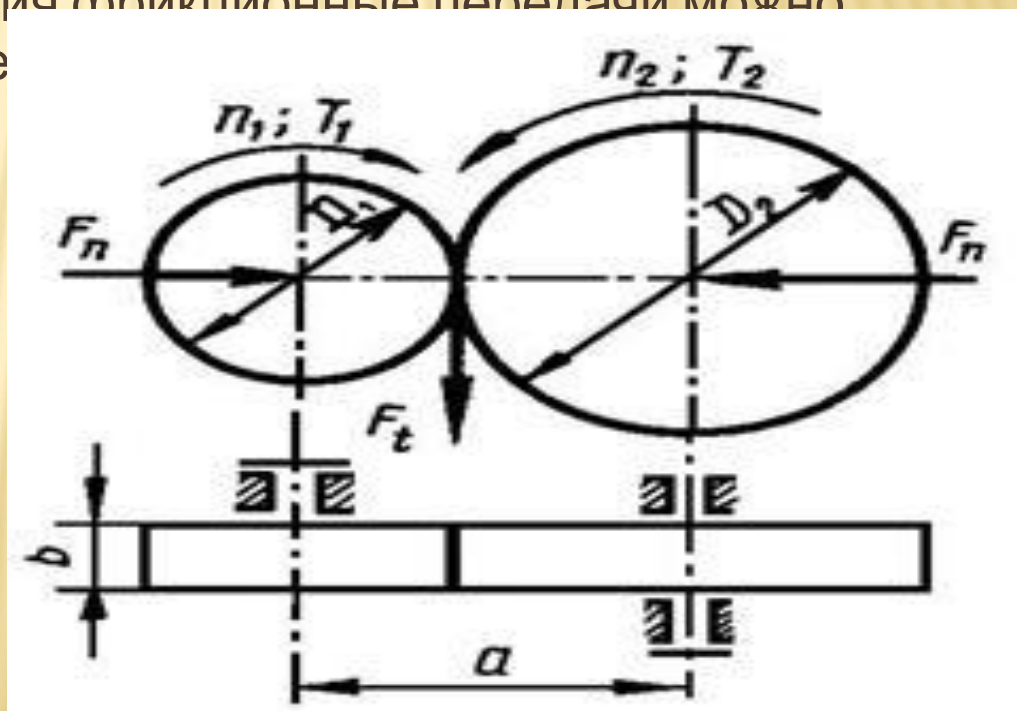
Для нормальной работы передачи необходимо, чтобы сила трения $F_{тр}$ была больше окружной силы F_t , определяющей заданный вращающий момент: $F_t < F_{тр}$.

Сила трения: $F_{тр} = F_n f$, где F_n – сила прижатия катков; f – коэффициент трения.

Нарушение условия приводит к буксованию и быстрому износу катков.

В зависимости от назначения фрикционные передачи можно разделить на две основные

передачи с нерегулируемым передаточным отношением; регулируемые передачи, называемые вариаторами, позволяющими плавно (бесступенчато) изменять передаточное отношение.



Различают передачи с параллельными и пересекающимися осями валов; с цилиндрической, конической, шаровой или торовой поверхностью рабочих катков; с постоянным или автоматически регулируемым прижатием катков, с промежуточным фрикционным элементом или без него и т.д.

ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением применяют сравнительно редко. Их область ограничивается преимущественно кинематическими цепями приборов, от которых требуется плавность движения, бесшумность работы, безударное включение на ходу и т.п.

Фрикционные вариаторы применяют достаточно широко для обеспечения бесступенчатого регулирования скорости в станкостроении, текстильных, бумагоделательных и других машинах и приборах. В авиастроении фрикционные передачи не применяются. Диапазон передаваемых мощностей обычно находится в пределах до 10 кВт, так как при больших мощностях трудно обеспечить необходимое усилие прижатия катков.

Порядок выполнения проектного расчета. При проектном расчете из условия обеспечения контактной прочности поверхности стальных колес определяется диаметр ведущего колеса d_1 цилиндрической фрикционной передачи:

$$d_1 \geq 0,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T_1 \cdot \beta \cdot K_p \cdot K_\beta \cdot E \cdot (u+1)}{u \cdot f \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_H]}} \quad , (11.1)$$

Где T_1 - крутящий момент на ведущем колесе в $H/мм$; β - коэффициент запаса сцепления: $\beta = 1,3 \dots 1,5$ - для постоянной нагрузки, $\beta = 1,8 \dots 2,0$ - при переменной; K_p - коэффициент режима работы: $K_p = 1$ - при спокойной нагрузке, $K_p = 1,1 \dots 1,3$ - при ударных нагрузках; E - модуль упругости материала колес, для пары сталь-сталь: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; K_β - коэффициент неравномерности распределения нагрузки в контакте: $K_\beta = 1,0 \dots 1,1$; u - передаточное отношение передачи; f - коэффициент трения материала колес: $f = 0,04$ - сталь по стали в масле, $f = 0,15 \dots 0,2$ - сталь по стали или по чугуну без смазки, $f = 0,2 \dots 0,35$ - текстолит-сталь; $f = 0,3 \dots 0,35$ - сталь - металлокерамика; $f < 0,4$ - сталь - пластмасса; ψ_{bd} - коэффициент ширины ведущего колеса: для открытой передачи $\psi_{bd} = 0,2 \dots 0,6$, для закрытой передачи $\psi_{bd} = 0,8 \dots 1,2$; $[\sigma_H]$ - допускаемые контактные напряжения на сжатие: для закаленных стальных колес с HRC > 60 $[\sigma_H] = 800 \dots 1200$ МПа, для нормализованных стальных колес $[\sigma_H] = (2 \dots 3) H_V$, для текстолитовых колес, $[\sigma_H] = 80 \dots 100$ МПа, а для чугунных колес $[\sigma_H] = 1,5 \sigma_{sc}$, где σ_{sc} - предел прочности чугуна при изгибе.

При проектном расчете из условия обеспечения износостойкости поверхности неметаллических колес определяется диаметр ведущего колеса d_1 цилиндрической фрикционной передачи:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \beta}{f \cdot [w] \cdot \psi_{bd}}} \quad , (11.2)$$

Где $[w]$ - допустимая удельная сила в контакте поверхностей: для пары резина - сталь $[w] = 10 \dots 30$ $H/мм$, для пары текстолит - сталь $[w] = 40 \dots 80$ H , для пары металлокерамика - сталь $[w] \leq 130$ $H/мм$.

Расчетный диаметр ведущего колеса d_1 и его ширина $b_1 = \psi_{zd} \cdot d_1$ округляются до ближайших больших стандартных размеров из ряда стандартных чисел.

Расчетные диаметр и ширина ведомого колеса определяются по формулам:

$$d_2 = d_1 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot u \quad (11.3)$$

$$b_2 = b_1 + 5 \dots 10 \text{ мм} \quad (11.4)$$

Полученные значения округляются до ближайших стандартных чисел.

Расчетное усилие прижатия колес

$$P_n = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot T_1 \cdot \beta}{f \cdot d_1} \quad (11.5)$$

Окружное усилие на колесах передачи

$$F = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} \quad (11.6)$$

Межосевое расстояние передачи

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (11.7)$$

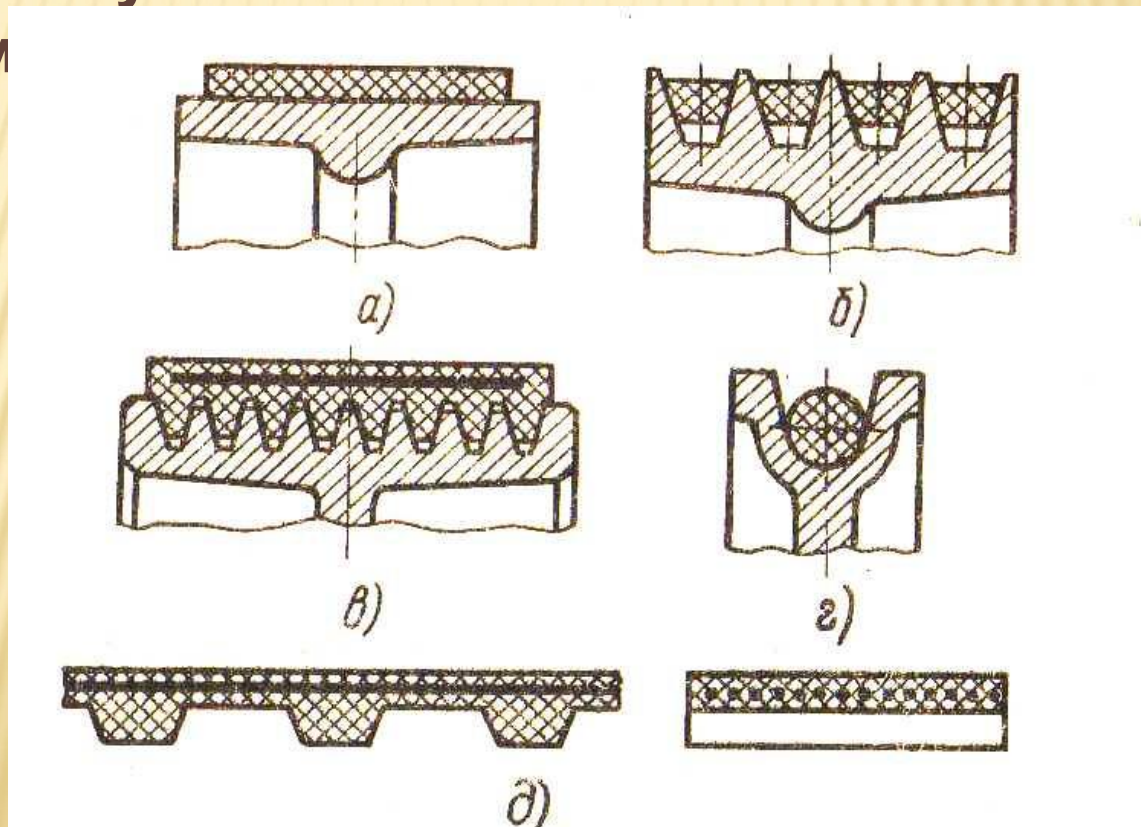
РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов, расположенных на расстоянии друг от друга и соединённых гибкой связью – ремнём, надетым на эти шкивы с натяжением. Вращение от ведущего шкива к ведомому передаётся за счёт сил трения. Возникающих между ремнём и шкивом.



ПРОФИЛИ РЕМНЕЙ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

По форме поперечного сечения ремня различают плоскоременные (а), клиноременные (б), поликлиновые (в) и круглоременные (г), а также передачи зубчатыми ремням



Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Мощность современных передач не превышает 50 кВт. В многоступенчатых приводах ременную передачу применяют обычно в качестве быстроходной ступени, устанавливая ведущий шкив на валу двигателя. В таком случае габариты и масса передачи будут наименьшими.

Критерии работоспособности и расчета.

Опыт эксплуатации передач в различных машинах и механизмах показал, что работоспособность передач ограничивается преимущественно тяговой способностью, определяемой силой трения между ремнем и шкивом, долговечностью ремня, которая в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением ремня от усталости.

Достоинства ременных передач:

- возможность передачи движения между валами, расположенными на значительном расстоянии;
- плавность и бесшумность работы;
- ограниченность передаваемой нагрузки;
- простота конструкции;
- лёгкость обслуживания;

Недостатки ременных передач:

- **значительные габаритные размеры;**
- **непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания ремня;**
- **повышенное давление на валы и подшипники.**



ЭСКАЛАТОР

СТУПЕНЬКИ эскалатора прикреплены к бесконечной цепи, которая перемещает их по направляющим рельсам. Вес ступенек, идущих вниз, равен весу ступенек, идущих вверх, поэтому мощность электродвигателя расходуется только на преодоление **силы** трения и на совершение работы по перемещению пассажиров. Цепь и поручень приводятся в движение большим цепным зубчатым колесом.



Силовой расчет. Окружная сила на ведущем шкиве

$$F_1 = \frac{N_1}{v_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} \quad (12.1)$$

Расчет ременных передач выполняют по расчетной окружной силе с учетом коэффициента динамической нагрузки k_δ и режима работы передачи:

$$F_1 = k_\delta \cdot \frac{N_1}{v_1} \quad (12.2)$$

Где k_δ - коэффициент динамической нагрузки, который принимается $k_\delta = 1$ при спокойной нагрузке, $k_\delta = 1,1$ - умеренные колебания нагрузки, $k_\delta = 1,25$ - значительные колебания нагрузки, $k_\delta = 1,5$ - ударные нагрузки.

Начальную силу натяжения ремня F_0 (предварительное натяжение) принимают такой, чтобы ремень мог сохранять это натяжение достаточно длительное время, не подвергаясь большой вытяжке и не теряя требуемой долговечности. Соответственно этому начальное напряжение в

ремне для плоских стандартных ремней без автоматических натяжных устройств $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$; с автоматическими натяжными устройствами $\sigma_0 = 2 \text{ МПа}$; для клиновых стандартных ремней $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5 \text{ МПа}$; для полиамидных ремней $\sigma_0 = 3 \dots 4 \text{ МПа}$.

Начальная сила натяжения ремня

$$F_0 = A \cdot \sigma_0 \quad (12.3)$$

Где A - Площадь поперечного сечения ремня плоскоременной передачи либо площадь поперечного сечения всех ремней клиноременной передачи.

Силы натяжения ведущей S_1 и ведомой S_2 ветвей ремня в нагруженной передаче можно определить из условия равновесия шкива (рис. 72).

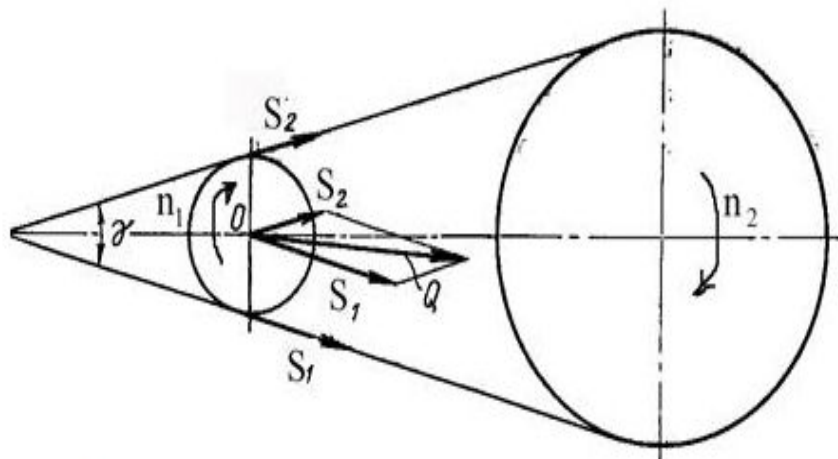


Рис. 72. Схема к силовому расчету передачи.

Из условия равновесия ведущего шкива

$$T_1 = \frac{d_1 \cdot (S_1 - S_2)}{2} \quad (12.4)$$

С учетом (12.2) окружная сила на ведущем шкиве

$$F_1 = S_1 - S_2 \quad (12.5)$$

Натяжение ведущей ветви

$$S_1 = F_0 + \frac{F_1}{2} \quad (12.6)$$

Натяжение ведомой ветви

$$S_2 = F_0 - \frac{F_1}{2} \quad (12.7)$$

Давление на вал ведущего шкива

Давление на вал ведущего шкива

$$Q \approx 2 \cdot S_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) \quad (12.8)$$

Зависимость между силами натяжения ведущей и ведомой ветвей приближенно определяют по формуле Эйлера, согласно которой натяжений концов гибкой, невесомой, нерастяжимой нити, охватывающей барабан связаны зависимостью

$$S_1 = S_2 \cdot e^{f\alpha} \quad (12.9)$$

Где f - коэффициент трения между ремнем и шкивом, α - угол обхвата шкива.

Среднее значение коэффициента трения для чугунных и стальных шкивов можно принимать: для резинотканевых ремней $f = 0,35$, для кожаных ремней $f = 0,22$ и для хлопчатобумажных и шерстяных ремней $f = 0,3$.

При определении сил трения в клиноременной передаче в формулы вместо f - коэффициента трения надо подставлять приведенный коэффициент трения для клиновых ремней

$$f' = \frac{f}{\sin(\varphi_0/2)} \approx 3f \quad (12.10)$$

Где φ_0 - угол клина ремня $\varphi_0 \approx 40^\circ$.

При совместном рассмотрении приведенных силовых соотношений для ремня получим окружную силу на ведущем шкиве

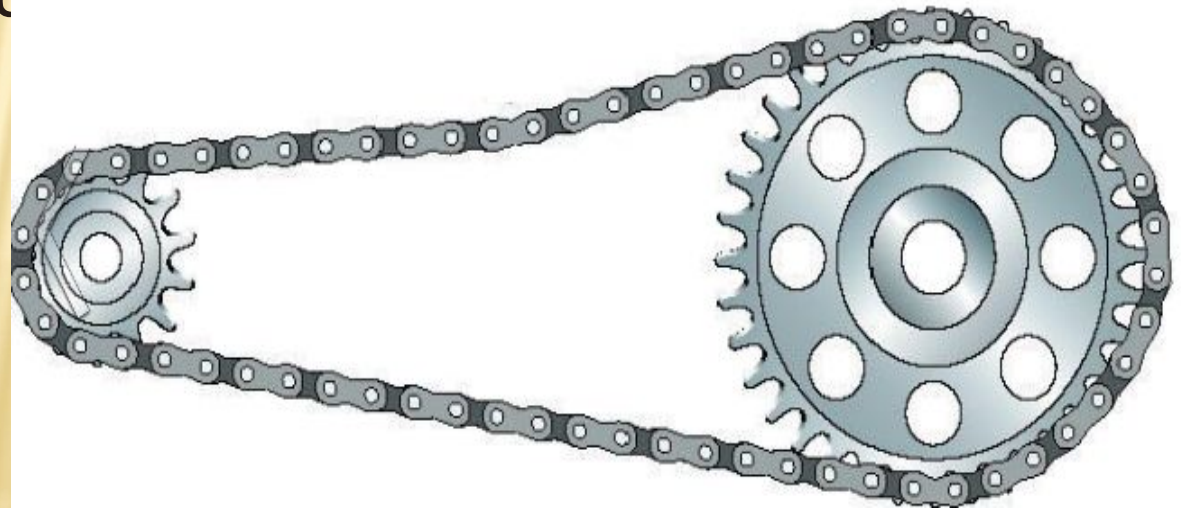
$$F_1 = 2 \cdot F_0 \cdot \psi \quad (12.11)$$

Где ψ - коэффициент тяги, который определяется по зависимости

$$\psi = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \quad (12.12)$$

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цепная передача состоит из двух, называемых звёздочками, зубчатых колёс, расположенных на некотором расстоянии друг от друга и огибаемых цепью. Наиболее распространены передачи с втулочно-роликовой цепью и зубчатой цепью. Цепные передачи применяются для передачи средних мощностей (не более 150 кВт) между параллельными валами в случаях, когда межосевые расстояния велики для зубчатых передач



Достоинства цепных передач:

- отсутствие проскальзывания ремня;**
- компактность;**
- меньшая нагрузка на валы и подшипниковые опоры, так как не требуется большого предварительного натяжения цепи;**
- высокий КПД, достигающий 0,98.**

Недостатки цепных передач:

- удлинение цепи в процессе эксплуатации;**
- возникновение динамических нагрузок в СВЯЗИ с переменным ускорением в элементах цепи;**
- шум при работе;**
- сложность эксплуатации.**

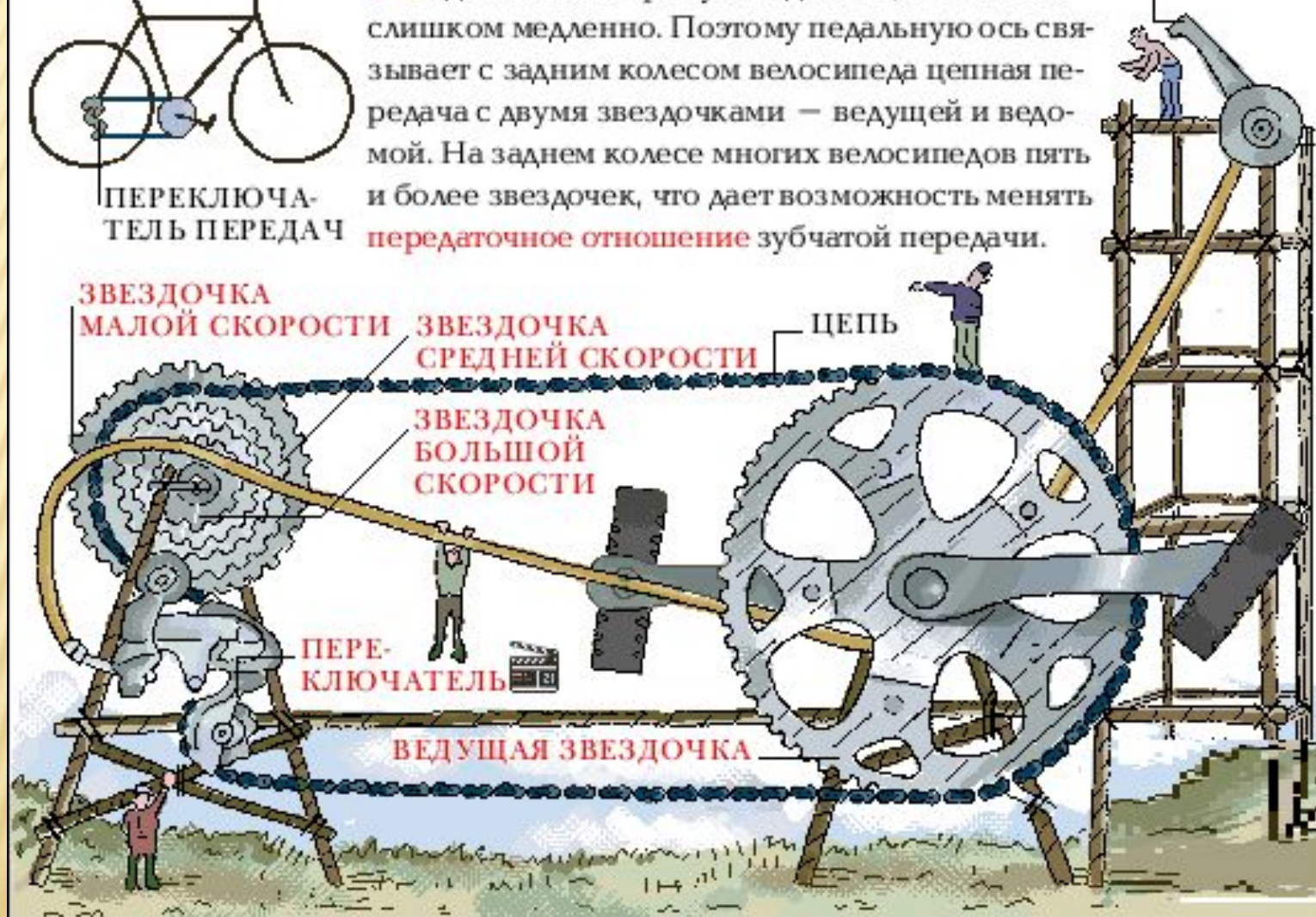
ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛЬ ПЕРЕДАЧ



ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛЬ ПЕРЕДАЧ

ЕСЛИ БЫ КОЛЕСА велосипеда приводились в действие напрямую педалями, он ехал бы слишком медленно. Поэтому pedalную ось связывает с задним колесом велосипеда цепная передача с двумя звездочками — ведущей и ведомой. На заднем колесе многих велосипедов пять и более звездочек, что дает возможность менять **передаточное отношение** зубчатой передачи.

МАНЕТКА



По назначению цепи подразделяют на приводные, используемые в приводах машин; тяговые, применяемые в качестве тягового органа в конвейерах, и грузовые, используемые в грузоподъемных машинах для подъема грузов. Цепные передачи применяются, например, для управления рулем направления самолета, для привода механизма отклонения триммера руля высоты.

Звездочки. По конструкции звездочки похожи на зубчатые колеса. Делительная окружность звездочки проходит через центры шарниров цепи. Профилирование их зубьев выполняют по стандарту. Ширина b зубчатого венца звездочки принимается несколько меньшей расстояния между внутренними пластинками. Звездочки больших размеров выполняют составными.

Преимущества фрикционных передач:

- **Плавность и бесшумность работы;**
- **Простота конструкции;**
- **Точность передачи движения.**

Недостатки :

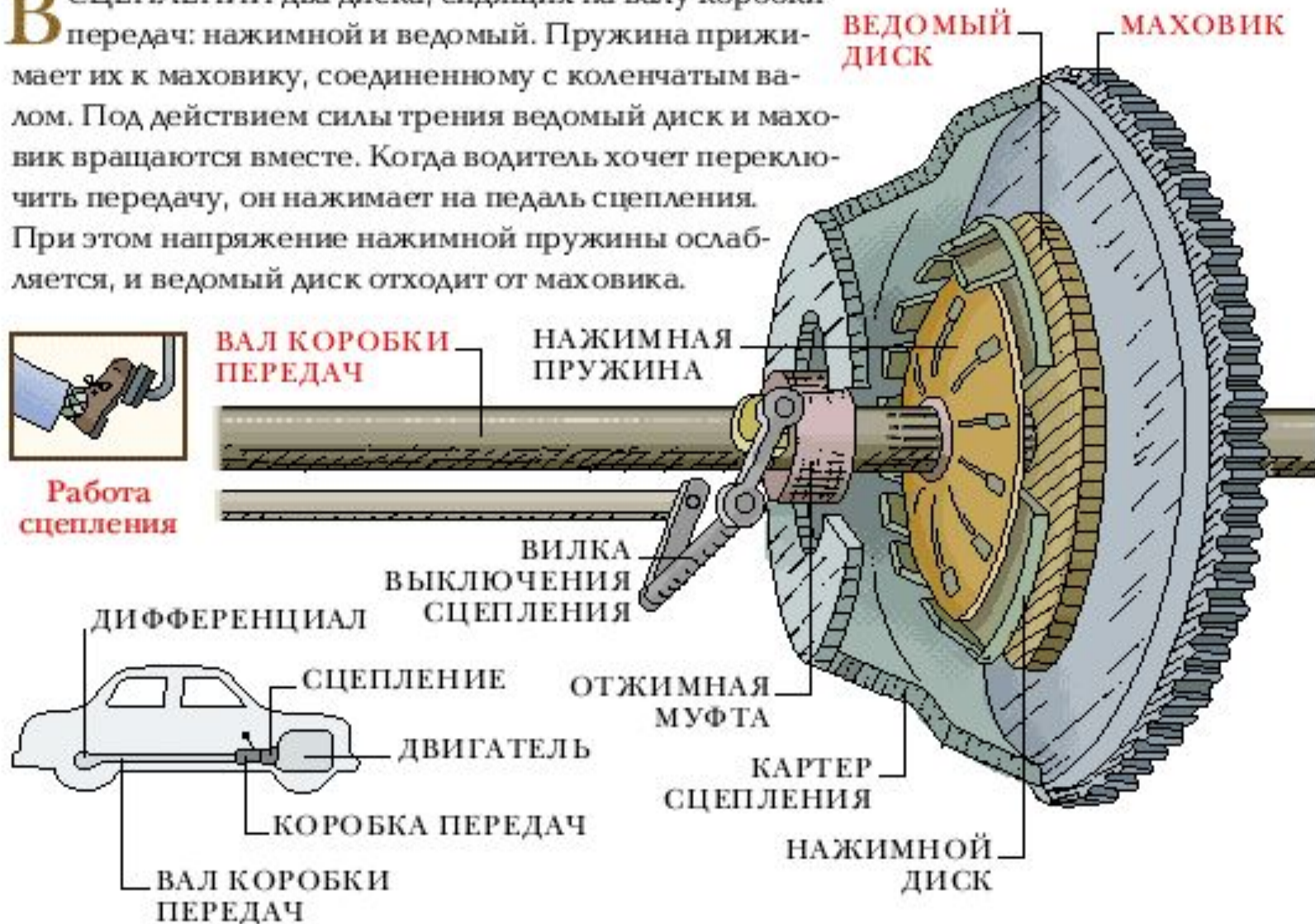
- **Передача небольших мощностей (до 20 кВт);**
- **Низкий КПД (0,85...0,9);**
- **Оказываемое ими значительное давление на опоры**

СЦЕПЛЕНИЕ

В СЦЕПЛЕНИИ два диска, сидящих на валу коробки передач: нажимной и ведомый. Пружина прижимает их к маховику, соединенному с коленчатым валом. Под действием силы трения ведомый диск и маховик вращаются вместе. Когда водитель хочет переключить передачу, он нажимает на педаль сцепления. При этом напряжение нажимной пружины ослабляется, и ведомый диск отходит от маховика.



Работа сцепления



Силовой расчет. Окружная сила, которая передается цепью на ведущей звездочке

$$F_1 = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1}, \quad (13.10)$$

Где $d_1 = \frac{p}{\sin(\pi/z_1)}$ - делительный диаметр ведущей звездочки, с учетом того, что $\sin(\pi/z_1) \approx \pi/z_1$, то окружная сила на ведущей звездочке

$$F_1 = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \pi}{p \cdot z_1}, \quad (13.11)$$

Усилие от предварительного натяга цепи от провисания

$$F_0 = m_n \cdot g \cdot a \cdot K_\psi, \quad (13.12)$$

Где m_n - погонная масса цепи, которая определяется в зависимости от шага цепи (таблица 13.1); a - межосевое расстояние в метрах; K_ψ - коэффициент учитывающий угол наклона оси по центрам звездочек к горизонтальной плоскости

$$K_\psi = 1 + 5 \cdot \frac{90^\circ - \psi^\circ}{90^\circ}$$

Усилие от центробежных сил на звездочке

$$F_v = m_n \cdot v^2, \quad (13.13)$$

Где v - средняя скорость цепи в м/с.

Динамическая нагрузка на цепь

$$F_g = F_1 \cdot K_g, \quad (13.14)$$

$$\dots (13.14)$$

Где K_{ξ} - коэффициент динамического нагружения, $K_{\xi} = K_{\eta} - 1$.

В работающей передаче усилие в ведущей ветви:

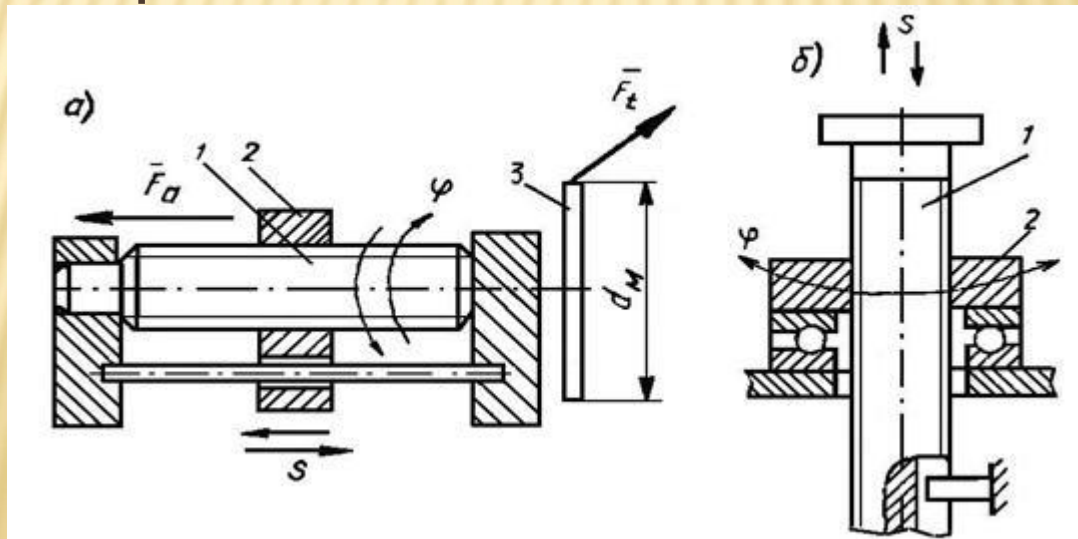
$$S_1 = F_1 + F_0 + F_v + F_{\xi}, (13.15)$$

В ведомой ветви

$$S_2 = F_0 + F_v. (13.16)$$

ПЕРЕДАЧА ВИНТ - ГАЙКА

Передача винт-гайка служит для преобразования вращательного движения в поступательное. Широкое применение таких передач определяется тем, что при простой и компактной конструкции удается осуществить медленные и точные перемещения.



В авиастроении передача винт-гайка используется в механизмах управления самолетом: для перемещения взлетно-посадочных закрылков, для управления триммерами, поворотными стабилизаторами и др.

К преимуществам передачи относятся простота и компактность конструкции, большой выигрыш в силе, точность перемещений.

Недостатком передачи является большая потеря на трение и связанный с этим малый КПД.

Передаточное отношение.

В винтовых механизмах винт или гайка приводится в движение с помощью маховика, шестерни и др. Передаточное отношение для этих передач можно условно выразить соотношением окружного перемещения маховика S_m к перемещению гайки (винта) S_r :
$$i = S_m / S_r = \pi d_m / p_1$$
, где d_m – диаметр маховика (шестерни и т.п.); p_1 – ход винта.
Зависимость между окружной силой F_t на маховике и осевой силой F_a на гайке запишем в виде:

$F_t = F_a i \eta$ (2.66), где η – КПД винтовой пары.

Основным критерием работоспособности передачи скольжения является износостойкость. Для предотвращения износа ограничивают среднее давление в резьбе p допусковым давлением $[p]$:

$$p = \frac{F}{(p \cdot d_2 \cdot H \cdot \psi_h)} \leq [p],$$

где F – осевая сила, действующая на винт;

d_2 – средний диаметр резьбы;

H – высота гайки;

$\psi_h = \frac{H_1}{P}$ – отношение рабочей высоты профиля к шагу резьбы,

равное 0,5 для трапецеидальной резьбы; 0,75 для упорной; 0,54 для треугольной;

H_1 – рабочая высота профиля резьбы;

P – шаг резьбы.

Предварительный расчет винта начинают с определения среднего диаметра резьбы из условия обеспечения износостойкости:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{p \cdot \psi_h \cdot \psi_n \cdot [p]}},$$

где $\psi_h = \frac{H}{d_2}$ – коэффициент относительной высоты гайки, равный 1,2 ÷ 2,5 (большие значения принимают для резьб меньших диаметров).

Допускаемое давление в резьбе $[p] = 16$ МПа – для пары сталь – сталь;
 $[p] = 12$ МПа – для пары закаленная сталь – бронза, антифрикционный чугун; $[p] = 9$ МПа – для пары незакаленная сталь – бронза; $[p] = 5$ МПа – для пары незакаленная сталь – серый чугун.