

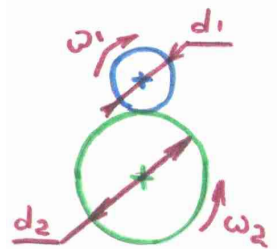
- 1 **Зубчатые передачи. Достоинства, недостатки. Классификация зубчатых передач.**
- 2 **Кинематика червячной передачи. Параметры червяка и червячного ЗК.**
- 3 **Конические передачи. Расчет сил и моментов в конической передаче.**
- 4 **Косозубые передачи. Расчет сил и моментов в косозубой передаче.**
- 5 **Люфтовывбирающее колесо. Методика расчета.**
- 6 **Механические передачи. Примечание. Основные характеристики передач.**

Механические передачи – механизмы, предназначенные для передачи и преобразования энергии, моментов сил, скоростей от ведущего к ведомому элементу.

Применяются, когда необходимо:

1. Преобразование движения:
 - (а) Из вращения в перемещение
 - (b) Из вращения в вращение
 - (с) Из вращения в перемещение по опр-му закону
2. Изменение скорости в саомй передаче
3. Управление несколькими потребителями от одного источника

Основные характеристики передач:



1. Зависимость между входной и выходной величиной $\omega_{\text{вх}} (\omega_{\text{вых}})$
2. Передаточное отношение $i_{12} = \frac{\frac{d\omega_1}{dt}}{\frac{d\omega_2}{dt}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$ – отношение мгновенных скоростей ведущего и ведомого элементов.
3. КПД: $\eta = \frac{P_{\text{пол}}}{P_{\text{зат}}} = \frac{P_{\text{зат}} - P_{\text{потерь}}}{P_{\text{зат}}} = 1 - \frac{P_{\text{потерь}}}{P_{\text{зат}}} = 1 - \psi_{\text{потерь}}$

7 Основная теорема зацепления. Эвольвента и ее свойства. Параметры зубчатого колеса.

Основная теорема зацепления

- 8 Отсчетные устройства. Методика расчета.
- 9 Параметры эвольвентного зацепления. Анализ сил и моментов в одноступенчатой зубчатой передаче.
- 10 Подбор двигателя редуктора. Методика расчета.
- 11 Потенциометры. Принцип действия. Методика расчета. Варианты установки на корпус редуктора (чертеж).
- 12 Расчет модуля колес. Расчет на контактную прочность.
- 13 Расчет на точность. Вероятностный метод.

Допуск на кинематическую погрешность колеса находят как сумму допусков на накопительную погрешность шага F_p и допуска на погрешность профиля зуба f_f :

$$F'_i = F'_p + f_{fi}$$

Допуск на угловую кинематическую погрешность в угловых минутах находят так:

$$\Delta\varphi_{\max,i} = \frac{6.88 \cdot K F'_i}{m z_i}$$

Где K - коэффициент фазовой компенсации.

Теперь считаем минимальный допуск на угловую кинематическую погрешность.

$$\Delta\varphi_{min,i} = \frac{4.88 \cdot K_s F'_i}{mz_i} \quad \text{для 7,8 класса точности}$$

$$\Delta\varphi_{min,i} = \frac{4.3 \cdot K_s F'_i}{mz_i} \quad \text{для 5, 6, 9, 10 классов точности}$$

Найдем поле рассеивания:

$$V_i = \varphi_{max,i} - \varphi_{min,i}$$

Координаты середины поля рассеивания: $E_i = \frac{\Delta\varphi_{max,i} + \Delta\varphi_{min,i}}{2}$ Суммарная вероятностная кинематическая погрешность:

$$\Delta\varphi_{i,\Sigma}^B = \sum_{j=1}^N \frac{E_{i,j}}{i_j - N} + t_1 \sqrt{\sum_{j=1}^N \left(\frac{V_{i,j}}{i_j - N} \right)^2}$$

t_1 – коэф-т Стьюдента

Опр-е погрешностей, вносимых мертвым ходом

$$V_{л,i} = \Delta\varphi_{л,max_j} - \Delta\varphi_{л,min_j}$$

$$\Delta\varphi_{лmin_j} = \frac{7.33 \cdot j_{n,min}}{mz_j}$$

$$\Delta\varphi_{лmax_j} = \frac{7.33 \cdot j_{n,max}}{mz_j}$$

$$E_{лj} = \frac{\Delta\varphi_{лj max} + \Delta\varphi_{лj min}}{2}$$

$$\Delta\varphi_{л}^{Вер} = \sum_{j=1}^N \frac{E_{лj}}{i_j - N} + t_2 \sqrt{\sum_{j=1}^N \left(\frac{V_{лj}}{i_j - N} \right)^2}$$

14 Расчет на точность. Метод максимум-минимума

Допуск на кинематическую погрешность колеса находят как сумму допусков на накопленную погрешность шага F_p и допуска на погрешность профиля зуба f_f

$$F'_f = F_{fi} + F_{fi}$$

Допуск на угловую кинематическую погрешность в угловых минутах находят как:

$$\Delta\varphi_i = \frac{6.88 \cdot F'_i}{mz_i}$$

Суммарная кинематическая погрешность:

$$\Delta\varphi_{i \circ \Sigma} = \sum_{j=1}^N \frac{\Delta\varphi_{ij}}{mz_i}$$

K_φ – коэффициент, учитывающий зависимость кинематической погрешности рассчитываемой передачи от максимального угла поворота колеса.

Опр-е погрешностей вносимых мертвым ходом

Собственный люфтовые погрешности передачи отнесенные к ведущим колесам (шестерням) каждой пары:

$$\Delta\varphi_{\pi i} = \frac{7.33 \cdot j_{n \max i}}{mz_i}$$

$j_{n \max}$ – максимальный боковой зазор

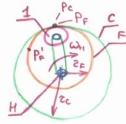
$$j_{n \max} = 0.7(E_{HS_1} + E_{HS_2}) + \sqrt[2]{0.5 \cdot (T_{H_1}^2 + T_{H_2}^2) + 2 \cdot (f_a)^2}$$

E_{HS_1}, E_{HS_2} – наименьшее смещение исходного контура шестерни и колеса
 T_{H_1}, T_{H_2} – допуск на смещение исх. контур шестерни и колеса f_a – допуск на отклонение межосевого расстояния

$$\Delta\varphi_{\pi \Sigma} = \sum_{j=1}^{N-1} \frac{\Delta\varphi_{\pi i}}{i_{j-N}}$$

15 Сложные передачи. Волновые передачи.

По конструктивному исполнению различают фрикционные и зубчатые. Р-м принцип действия фрикционной волновой передачи



Внутри жесткого неподвижного цилиндрического кольца С вставлено гибкое кольцо F? прижатое роликом 1, закрепленным на водиле Н L_F – длина внутренней окр-ти. L_C – длина внешней окр-ти.

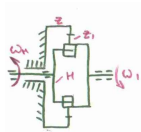
При вращении водила по часовой стрелке, внутреннее колесо вращается против часовой стрелки. Считаем, что проскальзывание отсутствует.

За 1 оборот водила гибкое кольцо повернется на небольшой угол, определяемый дугой $\rho_F \rho'_F = L_C - L_F$, посему чем меньше разница длины окружностей, тем меньше угол поворота внутреннего колеса.

Таким образом, происходит преобразование быстрого вращения водила с угловой скоростью ω_H в обратное по направлению и замедленное по вращению гибкого вала кольца

$$i_{HF} = \frac{L_F}{L_C - L_F} = -\frac{\pi dc}{\pi dc - \pi df} = -\frac{dF}{\Delta}$$

$$i_{HF} = -\frac{z_F}{z_C - z_F}$$



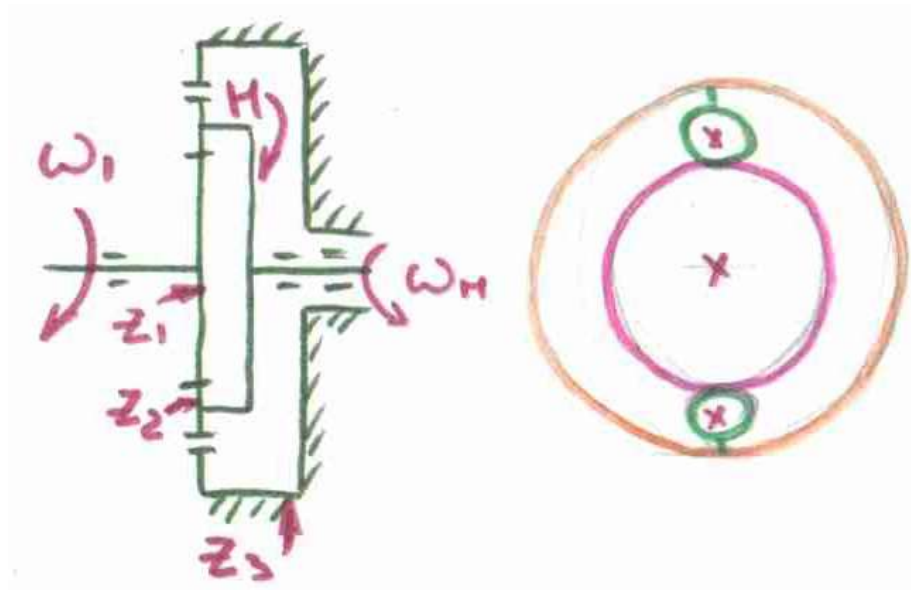
Достоинства

1. Высокая нагрузочная способность т.к. в зацеплении всегда находятся 30-50% зубьев
2. Более высокая кинематическая точность в сравнии с обычными зумбчатыми редукторами, т.к большое кол-во зубьев одновременно находятся в зацеплении и погрешность окружных шагов устраняется
3. Работает сравнительно плавно и бесшумно
4. $\eta = 80..90\%$
5. Возможность передачи движения через герметичную стенку

Недостатки

1. Специфические материалы гибкого колеса быстро изнашиваются

16 Сложные передачи. Планетарные передачи.



Планетарными называются передачи, состоящие из зубчатых колес и вращающихся звеньев, на которых располагаются оси зубчатых колес.

Звено на котором располагаются подвижные оси колес, называется водилом Н, А зубчатые колеса с подвижными осями наз. сателлитами. Колесо с неподвижной осью вращения z_1 называется солнечным. Неподвижное колесо z_3 наз. опорным (или короткой).

Расчет передаточного отношения планетарной передачи методами обращения движения (Формула Смирнова-Виллиса).

	Исходное	Обращенное
солнечное колесо z_1	ω_1	$\omega_1 - \omega_H$
сателлит z_2	ω_2	$\omega_2 - \omega_H$
водило Н	ω_H	0
опорное колесо z_3	ω_1	$-\omega_H$

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H}$$

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{1H}$$

$$i_{13}^{(H)} = \frac{z_3}{z_2} \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) = -\frac{z_3}{z_1}$$

Выбор числа зубьев:

1. Число зубьев должно обеспечивать передаточное отношение i_{1H}
2. Должно обеспечиваться условие соосности: $d_3 - d_1 = 2d_2$, $z_3 - z_1 = 2z_2$
3. Должно обеспечиваться условие сборки: $\frac{z_1 + z_3}{K} = \text{целое число}$, k - число сателлитов.
4. Должно обеспечиваться условие соседства

Достоинства:

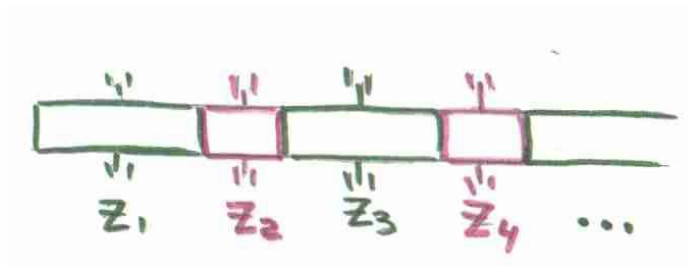
1. Соосность входного и выходного вала
2. Легкость получения большого передаточного отношения без существенного увеличения габаритов.
3. В зацеплении могут находиться одновременно несколько пар зубьев зубчатых колес, что уменьшает нагрузку на пару зубчатых колес и уменьшает маодуль, а, следовательно, и уменьшает габариты.
4. Наличие нескольких пар зацепления зубьев обеспечивает снижение погрешности кинематической и обеспечивает плавность хода

Недостатки:

1. Резкий спад КПД при очень большом передаточном отношении.

17 Сложные передачи. Рядные передачи.

Рядные передачи



n – количество зубчатых колес

k – количество зацеплений

$$i_{1n} = (-1)^k \frac{z_n}{z_1}$$

$$\eta = \eta_{12} \cdot \eta_{23} \cdot \dots \cdot \eta_{ij}$$

Применение:

1. Позволяют вписывать передачу в заданные межосевые расстояния
2. Когда необходимо согласовать вращение входного и выходного вала
3. Служат для обхода препятствий внутри конструкций

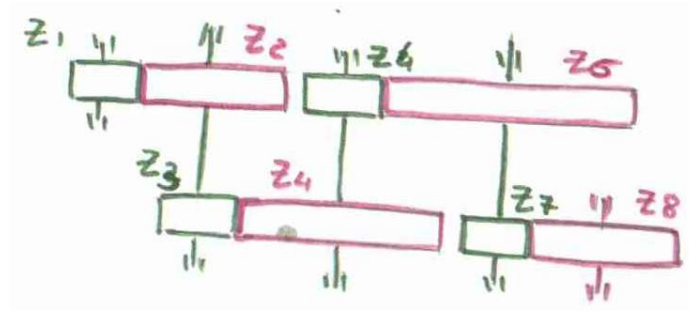
Достоинства:

1. Возможность согласования валов на определенном межосевом расстоянии
2. Возможность смены направления вращения передачи без пересчета передаточного отношения
3. Возможность обхода препятствий внутри конструкции
4. Возможность снятия показаний с нескольких выходных валов

недостатки:

1. В передаточном отношении участвуют только первое и последнее зубчатые колеса, все остальные являются паразитными
2. Относительно низкое КПД
3. Большое кол-во промежуточных элементов

Многоступенчатые передачи



$$i_{1n} = (-1)^k \frac{z_2 \dots z_n}{z_1 \dots z_{n-1}} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot \dots \cdot i_{(n-1)n}$$

$$\eta = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \dots \cdot \eta_{(n-1)n}$$

Применяются, когда необходимо получить высокое передаточное отношение

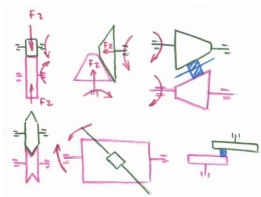
Достоинства:

1. Можно получить как очень большие передаточные отношения, так и очень маленькое
2. Возможность снятия нагрузок нескольких выходных валов при одном входном.
3. Большое передаточное отношение при сравнительно маленьких габаритах.
4. Простота расчета
5. Простота сборки

Недостатки:

1. Резкий спад КПД при росте передаточного отношения.

18 Сложные передачи. Фрикционные передачи.



Классификация:

1. По взаимному расположению осей бывают:
 - (a) Параллельные
 - (b) Пересекающиеся
 - (c) Скрещивающиеся
2. По взаимному расположению контактов:
 - (a) С внешним
 - (b) С внутренним
3. По возможности варьирования передаточного отношения:
 - (a) С нерегулируемым передаточным отношением
 - (b) С регулируемым бесступенчатым передаточным отношением (вариаторы)

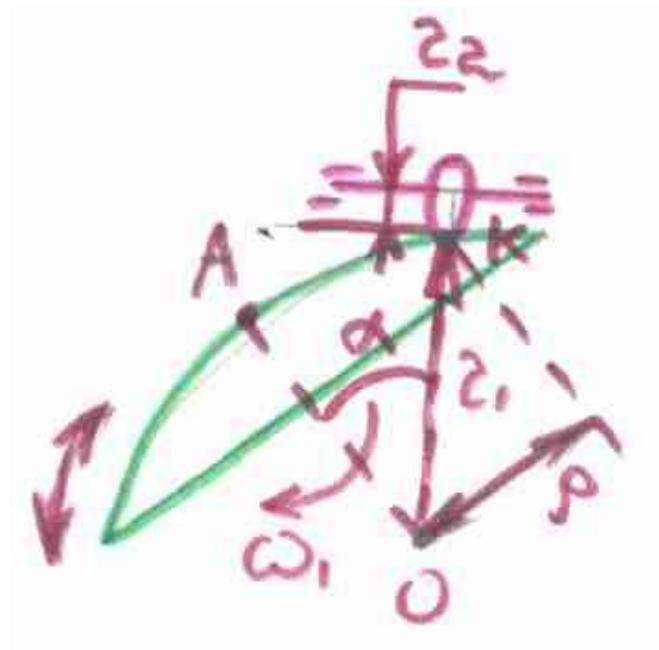
Достоинства:

1. Простота конструкции, изготовления, эксплуатации
2. Легкость бесступенчатого варьирования передаточного отношения
3. Легкость включения и переключения
4. Сравнительная бесшумность в работе
5. Возможность самозащиты от поломок.

Недостатки:

1. Необходимость введения специальных нажимных устройств, вызывающих возникновения больших осевых сил в опорах
2. Невозможность получения точного передаточного отношения из-за проскальзывания.
3. Повышенный износ

Геометрические и кинематические соотношения:



$$1. V_1 = V_2$$

$$2. \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{\omega_2 d_2}{2}$$

$$3. i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

$$4. \rho = r_1 \sin \alpha$$

$$5. \omega_1 \cdot \rho = \omega_2 r_2$$

$$6. \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1 \sin \alpha}$$

$$7. i_{12} = \frac{r_2}{r_1 \sin \alpha}$$

Если $\alpha \rightarrow 0$, тогда $i_{12} \rightarrow \infty$, $\omega_2 \rightarrow \infty$

19 Упругие чувствительные элементы.

УЧЭ служат для преобразования измеренного давления или силы в какие-либо механические перемещения. К ним относятся пружины, мембраны, мембранные коробки, гофрированные трубки, трубчатые сифоны (сильфоны???)

Характеристика упругого чувствительного элемента — зависимость между его прогибом (ходом) и вызывающей этот прогиб нагрузкой.

Пружины делятся:

1. По форме:

- (a) Прямые
 - (b) Изогнутые
 - (c) Плоские
 - (d) Спиральные
 - (e) Винтовые
2. По назначению:
- (a) Силовые (аккумуляторы энергии)
 - (b) Измерительные (УЧЭ)
 - (c) Для соединения деталей

20 Упругие чувствительные элементы. Основные формулы для расчета.

1. Допускаемая нагрузка: $P_{max} = \frac{\pi d^3}{8 \cdot D_0}$
2. Максимальное напряжение: $\tau_{max} = k \frac{8P_{max}D}{\pi d^3} \leq [\tau_{кр}]$ где k – коэффициент зависящий от индекса пружины:
3. Индекс пружины: $C = \frac{D_0}{d}$, $C = 4 \dots 10, d > 0.5\text{мм}$, $C = 6 \dots 16, d \leq 0.5\text{мм}$ для приборных пружин $c = 8 \dots 12$
4. $k = \frac{4C-1}{4C-4}$, при $C > 10, k = 1$
5. Диаметр проволоки: $d \geq \sqrt[2]{\frac{8P_{max}CK}{n[\tau_{кр}]}}$
6. Осевое перемещение: $f = \frac{8D_0^3 P_{max} n}{Gd^4} = \frac{8C^3 P_{max} n}{Gd}$
7. Жесткость пружины: $K = \frac{GD^4}{8nD_0^3}$
8. Длина развернутой проволоки: $L = \frac{\pi D_0 n}{\cos \alpha}$

21 Упругие чувствительные элементы. Расчет винтовой пружины.

Определим размеры винтовой пружины сжатия при установке ее в прибор. Пусть даны $P_{min}, P_{max}, F_{раб}$, материал проволоки, σ_B, α

1. $\frac{f_{min}}{f_{раб}} = \frac{P_{min}}{P_{max} - P_{min}} \rightarrow f_{min} = \frac{P_{min} \cdot f_{раб}}{P_{max} - P_{min}}$
 $f_{max} = f_{min} + f_{раб}$

$$2. d \geq \sqrt[2]{\frac{8P_{max}CK}{\pi[\tau_{кр}]}} \text{, где } [\tau_{кр}] = \frac{\sigma_B}{n_T}, C = \frac{D_0}{d}, K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$$

Согласно ГОСТ 9389-75 выбираем ближайшее d

$D_0 = d \cdot C$ – средний диаметр

$n = \frac{1}{8} \frac{Gf_{max}d}{P_{max}C^3}$ – количество витков

$n_0 = n + 2$

$L = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_0}{\cos \alpha}$

22 Червячные передачи. Расчет сил и моментов в червячной передаче.

23 Винтовые передачи. Классификация. Назначение. Достоинства и недостатки

Передача винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное Классификация:

- Кинематическая
- Силовая

Основные детали – винт в виде цилиндра с наужной резьбой и гайка в виде кольца с внутренней резьбой

Достоинства

1. Простота конструкции
2. Относительно высокое передаточное отношение
3. Эффект самоторможения
4. Высокая точность

Недостатки:

1. Высокое трение → быстрый износ
2. Низкий КПД

Виды преобразования:

