

Филиал ФГБОУ ВО УГНТУ в г. Салавате
Кафедра “Оборудование предприятий нефтехимии и
нефтепереработки”

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ПРЕЗЕНТАЦИЯ

по дисциплине

“Детали машин и основы конструирования”

Выполнили:

Студенты группы БМА-17-21

Ф.В. Боголепов

Д.В. Шувалов

Проверил:

Руководитель, доцент

Н.М. Захаров

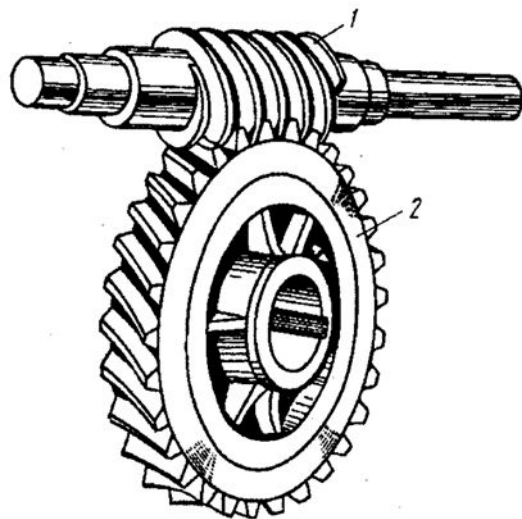
Салават - 2019

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 Назначение и общая характеристика передач.....	4
2 Классификация и виды передач.....	5
3 Достоинства и недостатки передач.....	7
4 Материальное исполнение передач.....	8
5 Расчет передач на прочность	10
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	19
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	20

ВВЕДЕНИЕ

Червячная передача – это механизм, служащий для преобразования вращательного движения между валами со скрещивающимися осями (рисунок 1). Обычно червячная передача состоит из червяка 1 и сопряженного с ним червячного колеса 2. Угол скрещивания осей обычно равен 90. Червячные передачи относятся к передачам с зацеплением, в которых движение осуществляется по принципу винтовой пары.



1 – червяк; 2 – червячное колесо

Рисунок 1 – Червячная передача

1 Назначение и общая характеристика червячных передач

Работа червячных передач характеризуется значительными скоростями скольжения зубьев из-за несовпадения направления векторов окружных скоростей. Точечный или линейный контакт и скольжение приводит к быстрому изнашиванию и заеданию даже при сравнительно небольших нагрузках.

Однако червячные передачи широко применяют в машиностроении из-за их больших передаточных отношений, небольших габаритов, простоты конструкции.

2 Классификация и виды передач

По направлению линии витка червяка:

- правые (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк вкручивается в пространство - уходит от наблюдателя);

- левые (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк выкручивается из пространства - идёт на наблюдателя).

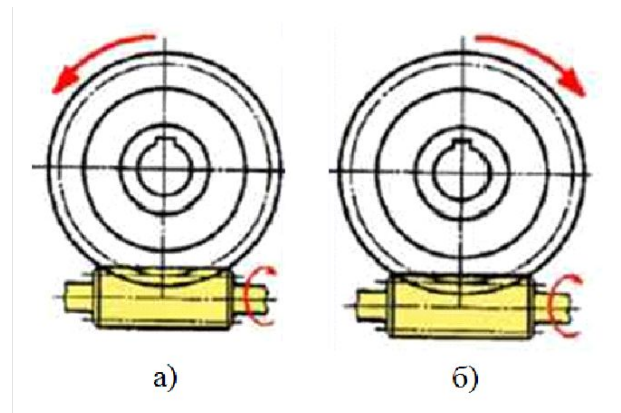


Рисунок 2.1 – Классификация червячных передач по направлению линии витка червяка

По числу заходов червяка:

- с однозаходным червяком, имеющим один гребень, расположенный по винтовой линии, наложенной на делительный цилиндр червяка;
- с двух-, трёх-, четырёх-, многозаходным червяком, имеющим соответственно 2, 3, 4 или более одинаковых гребней расположенных по винтовой линии, наложенной на делительный цилиндр червяка.

По форме делительной поверхности червяка:

- с цилиндрическим червяком (образующая делительной поверхности – прямая линия);
- с глобоидным червяком (образующая делительной поверхности – дуга окружности, совпадающая с окружностью делительной поверхности червячного колеса).

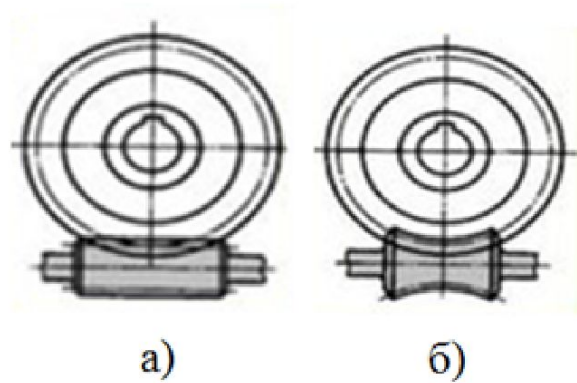


Рисунок 2.2 – Классификация червячных передач по форме делительной поверхности червяка

По положению червяка относительно червячного колеса:

- с нижним расположением червяка;
- с верхним расположением червяка;
- с боковым расположением червяка.

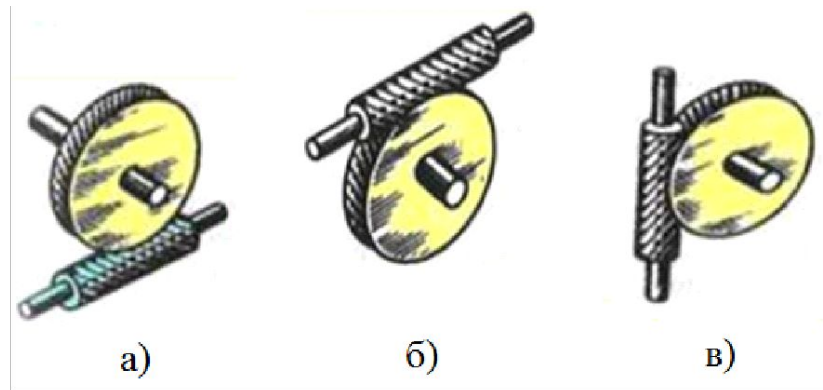


Рисунок 2.3 – Классификация червячных передач по положению червяка относительно червячного колеса

По пространственному положению вала червячного колеса:

- с горизонтальным валом червячного колеса;
- с вертикальным валом червячного колеса.



а)



б)

Рисунок 2.4 – Классификация червячных передач по пространственному положению вала червячного колеса

По форме боковой (рабочей) поверхности витка червяка

- с архимедовым червяком, боковая поверхность его витков очерчена прямой линией в продольно-диаметральном сечении;
- с конволютным червяком, боковая поверхность его витков очерчена прямой линией в нормальном к направлению витков сечении;
- с эвольвентным червяком, боковая поверхность его витков в продольно-диаметральном сечении очерчена эвольвентой .

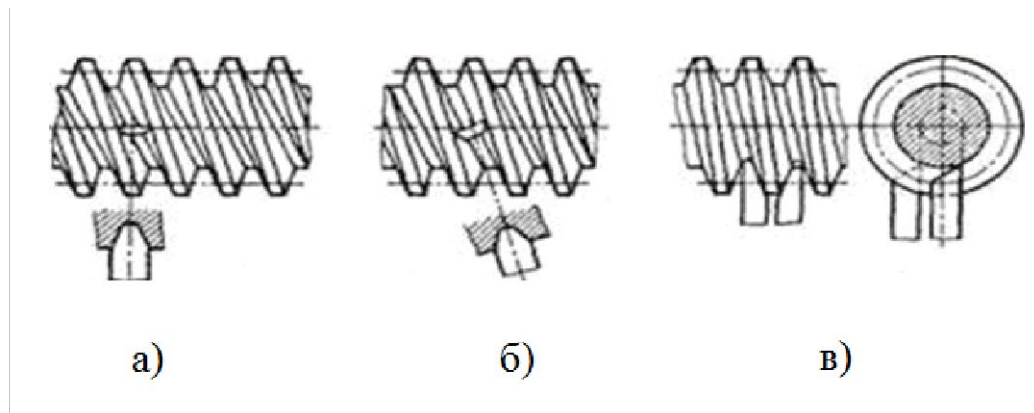


Рисунок 2.5 – Классификация червячных передач по форме боковой (рабочей) поверхности витка червяка

3 Достоинства и недостатки передач

Достоинства червячных передач:

- компактность и относительно небольшая масса конструкции;
- возможность получения больших передаточных чисел в одной ступени – стандартные передачи $u \leq 80$, специальные – $u \geq 300$;
- высокая плавность и кинематическая точность;
- низкий уровень шума и вибраций;
- самоторможение при обратной передаче движения, то есть невозможность передачи движения в обратном направлении - от ведомого червячного колеса к ведущему червяку.

Недостатки червячных передач:

- низкий КПД и высокое тепловыделение;
- повышенный износ и уменьшенный срок службы;
- склонность к заеданию, что вызывает необходимость

применения специальных антифрикционных материалов и специальных видов смазки с антизадирными присадками.

4 Материальное исполнение передач

Для изготовления червяков применяют все три типа сталей, распространенных в машиностроении:

- 1) Качественные среднеуглеродистые стали марок 40, 45, 50.
- 2) Среднеуглеродистые легированные стали марок 40Х, 45Х, 40ХН и тд.
- 3) Мало- и среднеуглеродистые легированные стали марок 20Х, 12ХН3А, 25ХГТ.

Для изготовления червячных колёс применяют:

1) Чугунный венец (серые чугуны СЧ15, СЧ20 или ковкие чугуны КЧ15, КЧ20).

2) Безоловянистые бронзы, латуни, железоалюминиевые литейные бронзы.

3) Оловянистые бронзы.

5 Расчет передач на прочность

С целью выбора материала для изготовления зубчатого венца червячного колеса предварительно ожидаемую скорость скольжения v_s можно определить по выражению:

$$v_s \approx 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}; \quad (5.1)$$

где v_s – скорость скольжения, м/с;

n_1 – частота вращения червяка, мин⁻¹;

T_2 – вращающий момент на червячном колесе, Н·м.

После этого определяют циклическую долговечность передачи:

$$N_{\text{в}} = N_{\text{F}} = N_{\text{L}} = 60 \cdot n_2 \cdot L; \quad (5.2)$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса, мин⁻¹,

L_h – ресурс работы передачи, час (например, при 300 рабочих днях в году и односменной восьмичасовой работе годовой ресурс составит $300 \cdot 8 = 2400$ часов).

Допускаемые контактные напряжения для оловянистых бронз вычисляют из условия обеспечения контактной выносливости материала:

$$[\sigma]_H = \sigma_{H0} \cdot Z_N \cdot C_V \quad (5.3)$$

Коэффициент долговечности, вычисляется по соотношению:

$$Z_N = \sqrt[8]{10^7 / N_H} \leq 1,15. \quad (5.4)$$

C_V – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев червячного колеса в зависимости от скорости скольжения v_s , при $v_s \leq 3$ C_V принимают равным 1,11, при $v_s \geq 8$ C_V принимают равным 0,8, а в интервале $3 < v_s < 8$ он может быть определен по эмпирической зависимости:

$$C_v = 1,46 - \frac{v_s}{7,29} \cdot \left(1 - \frac{v_s}{20,2} \right). \quad (5.5)$$

Допускаемые контактные напряжения для безоловянистых бронз вычисляют из условия сопротивления заеданию:

$$[\sigma]_H = (250 \dots 300) - 25 \cdot v_s. \quad (5.6)$$

Допускаемые контактные напряжения для чугуна определяют также из условия сопротивления заеданию:

$$[\sigma]_H = (175 \dots 200) - 35 \cdot v_s. \quad (5.7)$$

Наибольшее контактное напряжение в зоне контакта витка червяка с зубом червячного колеса по формуле Герца можно представить в следующем виде:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n / l_k}{\rho_{пр} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}; \quad (5.8)$$

где E_1 и E_2 , ν_1 и ν_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона для материалов червяка и венца червячного колеса;

$\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны поверхностей в точке контакта;

F_n – нормальное усилие сжатия поверхностей в точке контакта;

$l_{k\Sigma}$ - суммарная длина контактной линии.

При проектном расчете передачи, предварительно задавшись величиной коэффициента расчетной нагрузки $K_H = 1,1 \dots 1,4$, определяют межосевое расстояние передачи:

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{[\sigma]_H^2}}. \quad (5.9)$$

Число зубьев червячного колеса полученное значение z_2 округляют до ближайшего целого числа:

$$z_{\text{н}} = u_1 \cdot z. \quad (5.10)$$

По принятым z_1 и z_2 уточняют фактическое передаточное число, которое не должно отличаться от необходимого более чем на 4%:

$$u_{\text{ф}} = z_2 / z_1. \quad (5.11)$$

Интервал, в котором должен лежать осевой модуль зацепления вычисляют по эмпирической зависимости:

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2}. \quad (5.12)$$

В выделенном интервале выбирают стандартное значение модуля m . По известному значению модуля m , межосевого расстояния a_w и числа зубьев колеса z_2 определяют необходимую величину коэффициента диаметра червяка q :

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2. \quad (5.13)$$

Фактическая скорость скольжения вычисляется по формуле:

$$v_s = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60 \cdot \cos \alpha}$$

Определяют величину коэффициента концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ из выражения:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{K_f} \right)^3 (1 - K_p); \quad (5.16)$$

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2 \cdot z_1^{0,321}}{194 \cdot \ln(q/5,57)} \right)^3 (1 - K_p). \quad (5.17)$$

Зная коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ и коэффициент динамической нагрузки K_{Hv} , можно вычислить коэффициент расчетной нагрузки K_H :

$$K_{\beta} = K_{Hv} \cdot K_H \quad (5.18)$$

Проверку передачи на выносливость выполняют по формуле:

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{10^3 \cdot T_2 \cdot K_H}{d_1}} \leq [\sigma]_H \quad (5.19)$$

По реальной скорости скольжения v_s (м/с) в передаче определяют коэффициент f и угол трения ρ :

$$f = 10^{-2} \cdot [A + B / (v_s + C)]; \quad (5.20)$$

$$\rho = \arctg(f), \quad (5.21)$$

где коэффициенты A , B и C для разных групп материалов.

Известный угол трения позволяет уточнить КПД передачи. Принимая КПД одной подшипниковой пары равным 0,98, для передачи в целом имеем:

$$\eta = 0,96 \frac{\operatorname{tg} \rho}{\operatorname{tg}(\rho + \varphi)}. \quad (5.22)$$

По реальному КПД уточняют вращающий момент на червяке:

$$T_1 = \frac{T_2}{\eta}. \quad (5.23)$$

Так же вычисляют нагрузки в зацеплении:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2; \quad (5.24)$$

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \rho \quad (5.25)$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2T_1 / d_1; \quad (5.26)$$

Допускаемые напряжения изгиба для материала венца червячного колеса составляют:

-для всех бронз, при нереверсивной (односторонней) нагрузке:

$$[\sigma]_F = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}}; \quad (5.27)$$

-при реверсивной (двухсторонней) нагрузке:

$$[\sigma]_F = (0,16\sigma_B) \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}}; \quad (5.28)$$

-для чугунных венцов при нереверсивной (односторонней) нагрузке:

$$[\sigma]_F = (0,12\sigma_{\text{н}}) \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}}; \quad (5.29)$$

-при реверсивной (двухсторонней) нагрузке:

$$[\sigma]_F = (0,075\sigma_{\text{В}}) \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}}, \quad (5.30)$$

где σ_T , σ_B и $\sigma_{\text{Вн}}$ – предел текучести, предел прочности и предел прочности при изгибе материала, для которого вычисляются допускаемые напряжения.

Определяют число зубьев эквивалентного прямозубого колеса по формуле:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\psi_0 s^3}. \quad (5.31)$$

Используя которое, коэффициент формы зуба Y_{F2} можно вычислить по эмпирической зависимости:

$$Y_{F2} = 1,186 \cdot \exp(11,12/z_{v2}). \quad (5.32)$$

Проверку прочности зубьев червячного колеса на изгиб выполняют по формуле:

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} \cdot F_{t2} \cdot K_H}{1,3 \cdot m^2 \cdot q} \leq [\sigma]_F. \quad (5.33)$$

Тепловой расчет червячной передаче базируется на соотношении:

$$Q_{\text{выд}} \leq Q_{\text{отд}}, \quad (5.34)$$

где $Q_{\text{выд}}$ – количество тепловой энергии, выделяемое при работе передачи;

$Q_{\text{отд}}$ – количество тепла, которое способно отдать в окружающую среду охлаждающее устройство.

Вышеприведенные количества тепла могут быть вычислены по формулам

$$Q_{\text{выд}} = P_1 (1 - \eta) \quad (5.35)$$

$$Q_{\text{отд}} = A_{\text{охл}} K_T (t_M - t_o), \quad (5.36)$$

где P_1 – мощность, подводимая к червяку передачи;

$A_{\text{охл}}$ – площадь омываемая охлаждающим агентом (воздух, охлаждающая вода);

K_T - коэффициент теплоотдачи охлаждаемой поверхности;

t_M и t_o – температура масла в корпусе передачи и охлаждающего агента, соответственно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Устройство червячной передачи отличается сравнительной простотой. Червячные передачи дороже и сложнее зубчатых, поэтому их применяют, как правило, при необходимости передачи движения между перекрещивающимися валами, а также там, где необходимо большое передаточное отношение. На функционирование в системах повышенной мощности червячная передача не рассчитана. Из-за частых перегревов требует применения дополнительных систем охлаждения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гулиа Н.В. Детали машин: Учебник – Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. – СПб: Издательство “Лань”, 2010. - 415 с.
2. Буланов, Э. А. Детали машин. Расчет механических передач. Учебное пособие / Э.А. Буланов. - М.: Юрайт, 2016. - 202 с.
3. Гузенков, П. Г. Детали машин. Учебное пособие / П.Г. Гузенков. - М.: Высшая школа, 1982. - 352 с.
4. Иванов, М. Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высшая школа, 2010. - 408 с.
5. Тюняев, А. В. Детали машин / А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер. - М.: Лань, 2013. - 736 с.