

Лекция 12

Тема: «Зубчатые и червячные передачи Основные геометрические параметры передач. Критерии расчета».

Вопрос 1. Зубчатые передачи.

Наиболее распространенные передачи в современном машиностроении - зубчатые передачи. Основные их достоинства - высокий к. п. д., компактность, надежность работы, простота эксплуатации, постоянство передаточного отношения, большой диапазон передаваемых мощностей (от тысячных долей до десятков тысяч киловатт) и скоростей. К основным недостаткам зубчатых передач относятся сравнительная сложность их изготовления (необходимость в специальном оборудовании и инструментах) и шум при неточном изготовлении и высоких окружных скоростях, высокая жесткость передачи (необходимость применения муфт). При больших расстояниях между осями ведущего и ведомого валов зубчатые передачи получают громоздкими и применение их в этих случаях нерационально.

В зависимости от относительного положения геометрических осей ведущего и ведомого валов различают:

зубчатые передачи с цилиндрическими колесами, применяемые при параллельных осях валов (рисунок 30, а);

передачи с коническими колесами, применяемые при пересекающихся осях валов (рисунок 30, б);

передачи с винтовыми и гипоидными колесами при скрещивающихся в пространстве осях валов (рисунок 30, в);

реечные передачи, которые предназначены для преобразования вращательного движения шестерни в поступательное движение рейки (рисунок 30, г).

Наибольшее распространение имеют передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами.

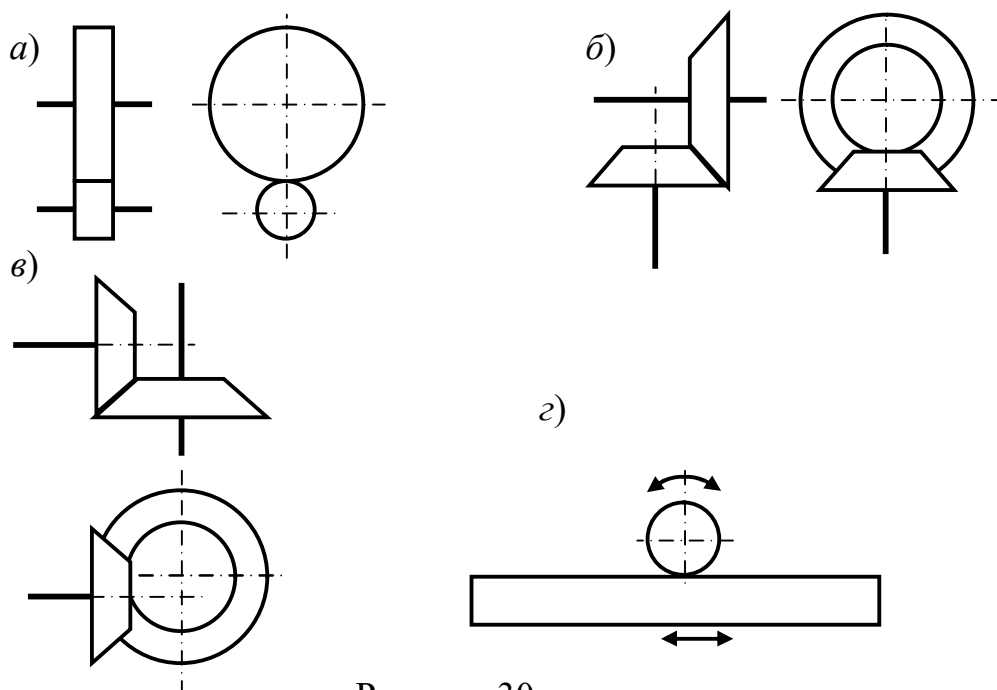


Рисунок 30

По расположению зубьев относительно образующей цилиндрические зубчатые колеса бывают (рисунок 31): прямозубые (а), косозубые (б), шевронные (в) и с криволинейными зубьями (г).

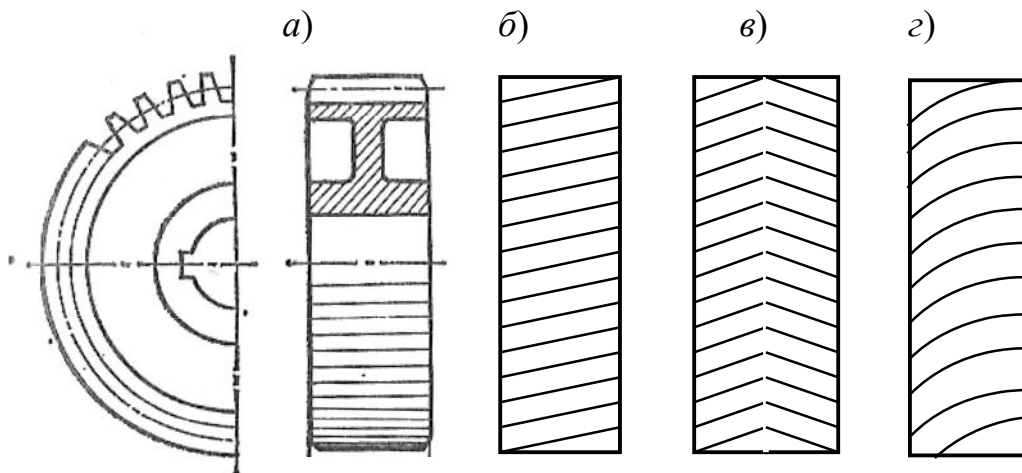


Рисунок 31

Цилиндрические зубчатые колеса (передачи) могут быть с внешним (рисунок 32, а) и внутренним зацеплением (рисунок 32, б).

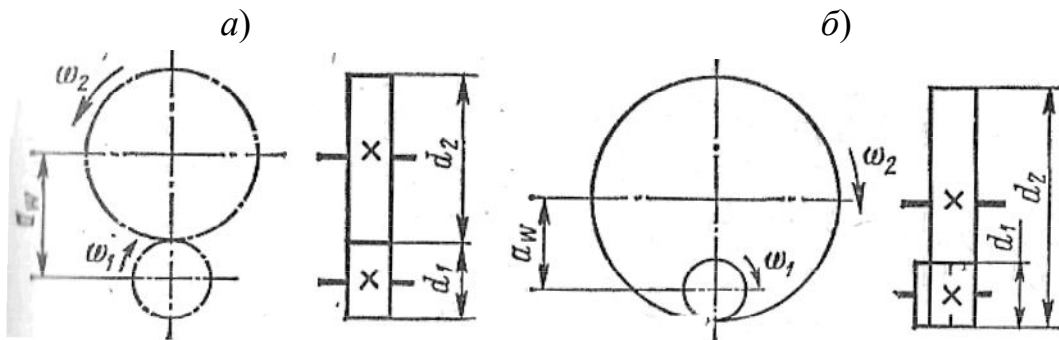


Рисунок 32

Конические колеса изготовляют с прямыми, косыми и криволинейными зубьями.

Зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев называется *шестерней* (ведущее зубчатое колесо), а с большим - *колесом* (ведомое).

Расстояние между одноименными поверхностями двух соседних зубьев по дуге окружности называется *окружным шагом зацепления* P_t .

Величина в π раз меньше окружного шага называется *модулем зацепления*

$$m = P_t / \pi$$

Значение модуля стандартизовано и имеет два стандартных ряда, мм:

- 1- ряд: 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16;
- 2- ряд: 1, 375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7,0; 9,0; 11; 14.

Делительный диаметр зубчатого колеса:

- для прямозубых колес $d = m \cdot z;$ (76)

- для косозубых колес $d = m \cdot z / \cos\beta$ (77)

где z - число зубьев колеса, β – угол наклона зубьев.

Межосевое расстояние передачи

$$a_w = (d_1 \pm d_2) / 2 \quad (78)$$

"+"- для передач с внешним зацеплением, "-" – с внутренним (рисунок 40).

Критериями расчета зубчатых передач является расчет поверхности зубьев на контактную прочность и расчет зубьев на изгиб. При проектировочных расчетах, из расчета на контактную прочность определяют межосевое расстояние, а из расчета на изгиб – модуль зацепления.

Вопрос 2. Червячные передачи.

Для передачи движения между валами, оси которых перекрещиваются, применяются червячные передачи. Угол перекрещивания осей обычно $\theta = 90^\circ$. Червяк 1, насаженный на вал или (что чаще), изготовленный заодно с валом, вращает червячное колесо 2 (рисунок 33).

Червячная передача относится к числу так называемых зубчато-винтовых, т. е. имеющих признаки, характерные и для зубчатых, и для винтовых передач.

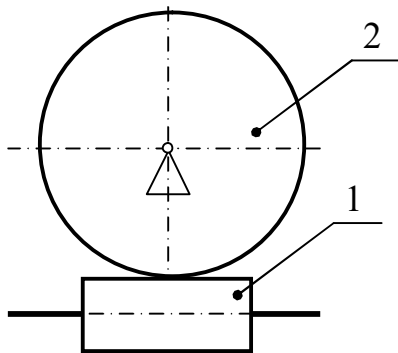


Рисунок 33

Основные достоинства червячной передачи, обусловившие ее широкое распространение в различных отраслях машиностроения.

1. Плавность и бесшумность работы.

2. Возможность получения больших передаточных отношений при сравнительно небольших габаритах передачи. Червячные передачи применяются с передаточными отношениями от $U = 8$ до $U = 100$. Диапазон передаточных отношений, применяемых в силовых передачах, $U = 8 \div 80$.

3. Возможность выполнения передачи, обладающей свойством самоторможения. Это свойство заключается в том, что движение может передаваться только от червяка к червячному колесу, что очень важно в грузоподъемных устройствах, так как позволяет обходиться без тормоза при выключении приводного двигателя.

Недостатки червячной передачи:

1. Сравнительно невысокий к.п.д.

2. Сильный нагрев передачи вследствие перехода потерь на трение в тепловую энергию.

3. Необходимость применения для изготовления венцов червячных колес дорогостоящих антифрикционных материалов.

Классификация.

По форме червяка: с цилиндрическим (рисунок 34, а) и с глобоидным (рисунок 34, б) червяком

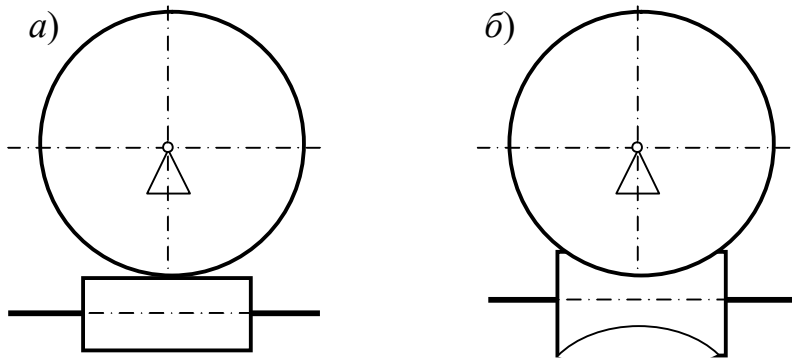


Рисунок 34

По числу витков (заходов) червяка - одно-, двух-, и четырехзаходные.

-при $U = 8 \div 14$ $z_1 = 4$;

-при $U = 15 \div 30$ $z_1 = 2$;

-при $U = \text{св. } 14$ $z_1 = 1$.

По расположению вала червяка относительно червячного колеса с верхним, нижним и боковым расположениями.

По виду червяка: с архимедовым, конволютным и эвольвентным.

По направлению винтовой линии: правые и левые.

Особенности геометрии передачи (рисунок 35).

Коэффициент диаметра червяка определяется по формуле:

$$q = \frac{2a_w}{m} - Z_2 \quad (79)$$

Полученное значение q округляют до стандартного в соответствии с рядом: 8,0; 10; 12,5; 14; 16; 20; 25.

Коэффициент смещения для червячных колес определяется по формуле:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(Z_2 + q) \quad (80)$$

Допускаемое значение коэффициента смещения - $1,0 \leq x \leq + 1,0$

Делительный диаметр червяка, мм: $d_1 = q \cdot m$ (81)

Диаметр впадин червяка, мм: $d_{f1} = d_1 - 2,4m$ (82)

Диаметр вершин витков червяка, мм: $d_{a1} = d_1 + 2m$ (83)

Делительный диаметр червячного колеса, мм: $d_2 = m \cdot Z_2$ (84)

Диаметр вершин зубьев колеса, мм: $d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$ (85)

Диаметр впадин зубьев, мм: $d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x)$. (86)

Наибольший диаметр колеса, мм:

$$d_{am2} \leq d_{a2} \frac{6m}{(Z_1 + 2)} \quad (87)$$

Длину нарезанной части червяка b_1 и ширину венца колеса b_2 определяют по формулам в зависимости от z_1 и x .

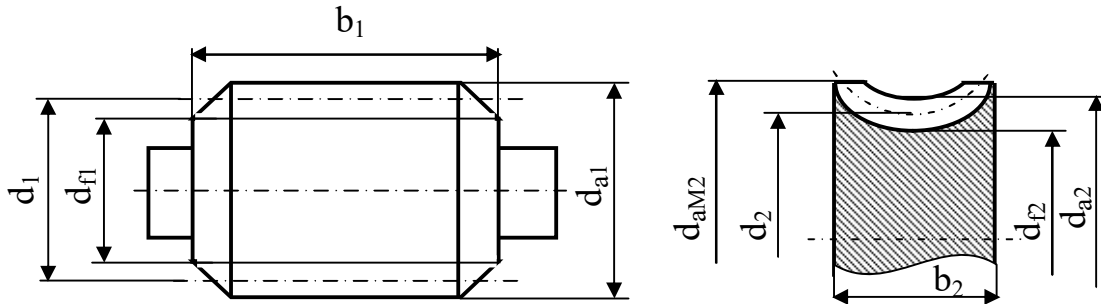


Рисунок 35

Выбор материала червячного колеса рекомендуется производить по величине скорости скольжения в зацеплении, предварительное значение которой определяется по формуле:

$$v_s = \frac{4,3 \cdot U \cdot \omega_2}{1000} \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad (88)$$

где U – передаточное число червячной передачи; ω_2 – угловая скорость колеса, р/с; T_2 – момент на колесе, Нм.

Критериями расчета червячных передач, также как и зубчатых, является расчет поверхности зубьев червячного колеса на контактную прочность и расчет зубьев на изгиб. При проектировочных расчетах, из расчета на контактную прочность определяют межосевое расстояние, а из расчета на изгиб – модуль зацепления.