Ув. студенты! Ознакомиться с лекционным материалом и ответить на контрольные вопросы письменно. Ответы на контрольные вопросы предоставить до **27.04** на электронный адрес преподавателя vika-lnr@mail.ru

Если возникнут вопросы обращаться по телефону 072-106-54-33

ЛЕКЦИЯ

Тема: Червячная передача

Цель: изучение червячной передачи

План

1 Материалы и конструкции деталей червячной передачи

2 Параметры, кинематика и КПД червячной передачи

Список использованных источников:

1 Гузенков П.Г. Детали машин. - Г.: Высшая школа, 1986

2 Олофинская В.П. Детали машин. Краткий курс и тестовые задания: учебное пособие.-2-е изд., исправленное. и дополненное- М.: ФОРУМ, 2008.- 208с.

3 Фролов М.И. Техническая механика. Детали машин. - М: Высшая школа, 1986

1 Материалы и конструкции деталей червячной передачи

Для червячных передач ответственного назначения ***червяки*** изготовляют из легированных сталей марок 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ со последующей термообработкой (цементация, закалка, отпуск) до твердости HRC 58...63. Кроме этого, их изготовляют из легированных сталей марок 40Х, 40ХН, 35ХГСА, которые после термообработки (закалка, отпуск) имеют твердость HRC 45...55. После термообработки рабочие поверхности червяка шлифуют и полируют, что дает возможность значительно повысить несущую способность и долговечность передачи. Стальные улучшенные, нормализованные и чугунные червяки используют для вспомогательных, тихоходных и малонагруженных передач.

Червячные колеса. Изготовляют из материалов, которые антифрикционные свойства. Все эти материалы можно поделить на три группы в зависимости от склонности к заеданию. К первой группе материалов относятся бронзы, которые имеют предел прочности на растяжение не больше 300 МПа.

Лучшими являются литейные оловянные бронзы, их используют при скоростях скольжения v_s= 6...25 м/с. Все другие бронзы этой группы следует использовать при v_s < 12 м/с. Вторая группа включает бронзы и латуни с пределом прочности на растяжение больше 350 МПа. Эти материалы используют при v_s < 8 м/с с очень качественно обработанными рабочими поверхностями червяка. К третьей группе материалов принадлежат мягкие серые чугуны марок СЧ 10, СЧ 15, СЧ 18, которые используют для тихоходных и малонагруженных передач при скорости скольжения v_s < 2 м/с.

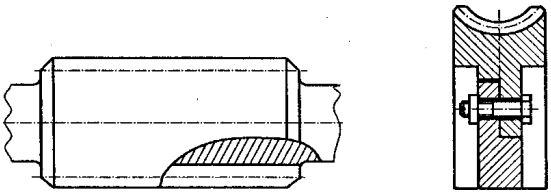

Рисунок 26.2 - Конструкция червяка и червячного колеса

В большинстве случаев червяки конструктивно изготовляют вместе с валом, т.е. в виде одной детали (рисунок 26.2).

При значительных диаметральных размерах червяка он может быть сборной конструкции, т.е. насаживается и закрепляется на валу.

Червячные колеса главным образом изготовляют сборной конструкции: венцов из цветного материала, а ступица со спицами стальная или чугунная .

Если диаметр червячных колес мал, их изготовляют сплошными.

2 Параметры, кинематика и КПД червячной передачи

Геометрические параметры червячных передач

Стандарт «Передачи червячные» (ГОСТ 18498-89) устанавливает следующие виды червячных передач: *цилиндрическая* - с цилиндрическим червяком (показан на рисунке 26.3, *а*); *глобоидная* - с глобоидным червяком (показан на рисунке 26.3, *б*). Наибольшее применение в машиностроении находят цилиндрические архимедовы червяки, так как технология их производства проста и наиболее отработана. Их используют при твердости материала червяка не превышающей 350 НВ.

Архимедовы червяки подобны винтам с трапецеидальной нарезкой и имеют в осевом сечении прямолинейный профиль витков с углом при вершине, равным $2\alpha = 40°$. Таким образом, осевое сечение червяка идентично профилю стандартной зубчатой рейки, и зацепление в червячной передаче представляет собой эвольвентное зацепление зубчатого колеса с зубчатой рейкой. Угол наклона линии зуба червячного колеса β равен углу подъема γ линии витков червяка.

Червяк (рисунок 26.3,*в*), как винт характеризуется осевым шагом нарезки

$p = \pi m,$ (1)

а для многозаходных червяков еще и ходом p_z , причем $p_z = p\, z_1$,

здесь z_1 - число витков червяка; m - расчетный модуль.

Число витков (заходов) червяка определяется количеством винтовых линий (витков) нарезки, идущих друг от друга на расстоянии шага и имеющих свое начало на торцах нарезанной части червяка. Направление витков может быть правым или левым. Чаще применяется правая нарезка с числом заходов $z_1 = 1; 2; 4$.

Делительный диаметр червяка принимается кратным модулю:

$d_1 = m\, q$, (2)

где q - коэффициент диаметра червяка.

Величины коэффициентов диаметра червяка q стандартизованы.

Угол подъема винтовой линии червяка на делительном цилиндре

$tg\, \gamma = p_z /(\pi\, d_1) = \pi\, m\, z_1 /(\pi\, m\, q) = z_1 / q.$ (3)

Диаметр вершин витков червяка

$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = qm + 2m = m\,(q + 2);$ (4)

диаметр впадин червяка

$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = qm - 2{\cdot}1{,}2m = m\,(q - 2{,}4\,).$ (5)

Длина b_1 нарезанной части червяка (мм):

при числе витков $z_1 = 1\,;\,2$ $\quad b_1 \geq (11 + 0{,}060\, z_2)\, m$; (6)

при числе витков $z_1 = 4$ $\quad b_1 \geq (12{,}5 + 0{,}09\, z_2)\, m.$ (7)

Здесь z_2 - число зубьев червячного колеса. Из-за возможных искажений профиля по концам червяка при входе и выходе шлифовального круга шлифуемые червяки делаются длиннее приблизительно на *3m.*

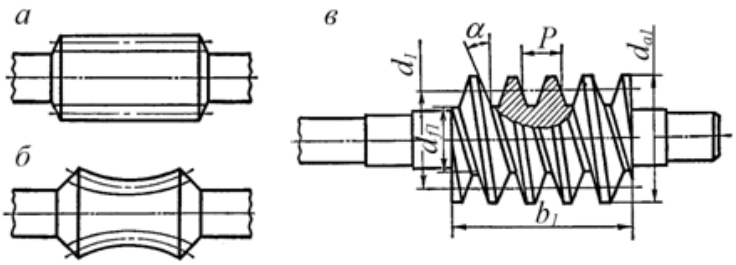

Рисунок 26.3 – Виды и геометрические параметры червяков

Диаметр делительной окружности *червячного колеса* (рисунок 26.4)

$d_2 = m\, z_2$. (8)

Диаметр вершин зубьев червячного колеса в среднем сечении

$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m\,(z_2 + 2).$ (9)

Диаметр впадин червячного колеса в среднем сечении

$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m\,(z_2 - 2{,}4)$. (10)

Наружный диаметр червячного колеса

$d_{aм2} = d_{a2} + 6\,m\,/\,(z_1 + 2)$. (11)

Ширину венца червячного колеса определяют в зависимости от диаметра вершин витков червяка:

при $z_1 = 1\,;\,2$ $\quad b_2 \le 0{,}75\,d_{a1}$, (12)

при $z_1 == 4$ $\quad b_2 \le 0{,}67\,d_{a1}$. (13)

Межосевое расстояние червячной передачи

$a = (d_1 + d_2)/2 = m\,(q + z_2)/2$. (14)

Центральный угол дуги охвата δ принимается в пределах 90… 110°.

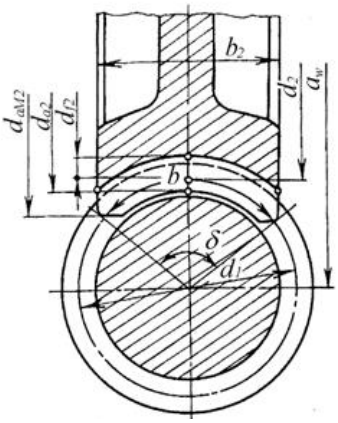

Рис. 26.4 – Геометрические параметры червячного колеса

Кинематика и к. п. д. червячной передачи

Передаточное число. В осевом сечении витки червяка представляют собой рейку. За один оборот червяк смещает колесо на величину хода нарезки p_z. Окружная скорость на начальной (делительной) окружности червячного колеса равна линейной скорости v_1 движения витков червяка в осевом направлении. Поэтому за каждый оборот червяка червячное колесо поворачивается на число зубьев, равное числу витков червяка, т. е. $v_1 = n_1 \pi\, m\, z_1$ и $v_2 = n_2 \pi\, m\, z_2$. При $v_1 = v_2$ получаем $n_1 z_1 = n_2 z_2$ или $\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$.

Тогда передаточное число червячной передачи

$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1$, (15)

где z_1 - число заходов червяка; z_2 - число зубьев червячного колеса.

Таким образом, *передаточное число червячной передачи равно отношению числа зубьев червячного колеса к числу заходов червяка.*

Скольжение в зацеплении. Существенное различие между червячной и обычной зубчатой передачей заключается в том, что витки червяка при работе скользят по зубьям колеса (как в винтовой паре).

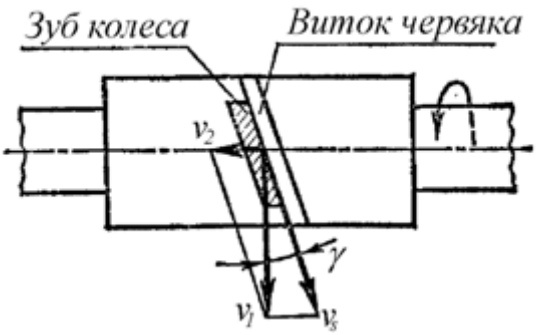

Рисунок 26.5 – Скольжение в червячной передаче

Поэтому направления векторов окружных скоростей червяка v_1 и колеса v_2 в точках контакта зубьев не совпадают. Они направлены друг к другу под углом скрещивания (рисунок 26.5). Скорость скольжения v_s направлена по касательной к виткам червяка. Величина ее выражается через окружную скорость и угол подъема винтовой линии γ:

$$v_s = v_1 / \cos\gamma = d_1\,\omega_1 / 2\cos\gamma. \qquad (16)$$

Большая скорость скольжения и трение служат причиной низкого к. п. д. червячных передач, их повышенного износа и склонности к заеданию.

К. п. д. червячной передачи. Коэффициент полезного действия передачи определяется потерями в зацеплении $\eta_з$, в опорах валов червяка и колеса $\eta_п$, а также потерями на разбрызгивание и перемешивание масла $\eta_р$:

$$\eta = \eta_з\,\eta_п\,\eta_р\,. \qquad (17)$$

Из перечисленных наибольшими являются потери в зацеплении. Определяются они, так же как потери на трение в винтовой паре, по формуле

$$\eta_з = tg\,\gamma / (\gamma + \rho'), \qquad (18)$$

где γ - угол подъема винтовой линии; ρ' - приведенный угол трения.

Величина ρ' определяется приведенным коэффициентом трения f':

$$\rho' = arctg\,f'. \qquad (19)$$

В свою очередь, приведенный коэффициент трения зависит от материалов и чистоты рабочих поверхностей червяка и червячного колеса, относительной скорости скольжения, угла профиля нарезки червяка и качества смазки.

Критерии работоспособности

Обычно причинами выхода из строя червячных передач являются *изнашивание* и *заедание* (схватывание). Типичное для зубчатых передач выкрашивание зубьев в червячных передачах встречается реже. Интенсивное изнашивание и схватывание колеса и червяка связаны с большими удельными давлениями, с высокими скоростями скольжения и неблагоприятными условиями смазки.

Так как по условиям контакта червячное колесо изготавливают из менее прочного материала, чем червяк, то выход из строя передачи, как правило, связан с повреждением колеса.

В передачах из оловянистых бронз (мягкие материалы) заедание проявляется в «намазывании» бронзы на червяк. Заедание при твердом материале (алюминиевые бронзы) переходит в задир с последующим катастрофическим изнашиванием зубьев колеса частицами бронзы, приварившимися к виткам червяка.

В связи с этим червячные передачи рассчитывают на выносливость зубьев по контактным напряжениям, по напряжениям изгиба выполняют проверочный расчет передачи.

Материалы и допускаемые напряжения

Высокие скорости скольжения и неблагоприятные условия смазки требуют, чтобы материалы червяка и колеса имели низкий коэффициент трения, повышенную износостойкость и пониженную склонность к заеданию. Выполнение червячной пары из однородных материалов не дает желаемых результатов, поэтому червяк и колесо изготовляют из различных материалов.

Червяки при работе испытывают большие напряжения изгиба и кручения, а также напряжения растяжения (сжатия). Вследствие этого, а также из-за высоких требований к жесткости их обычно изготовляют из углеродистых или легированных сталей. Для увеличения работоспособности передачи червяки подвергают термообработке - закалке до твердости ≥ HRC 45 с последующей шлифовкой и полировкой витков. Это обеспечивает наибольшую стойкость зубьев червячных колес против изнашивания и усталостного разрушения, а также способствует повышению КПД передачи.

Червячные колеса изготовляют из бронзы или чугуна. Чугун применяют для изготовления колес или их венцов при скорости скольжения $v_s \leq 1{,}5$ м/с и малых нагрузках. Обычно они находят применение в открытых передачах. В остальных случаях с целью экономии дорогостоящей бронзы червячное колесо делают составным: венец (бандаж) - бронзовым, а центр колеса - чугунным или стальным. При скорости скольжения $v_s < 4$ м/с применяют безоловянистые бронзы (БрА9Ж3Л и др.), при $v_s = 4\ldots10$ м/с – малооловянистые (БрО6Ц6С3 и др.), а если $v_s > 10$ м/с – высокооловянистые бронзы (БрОФ10-1, БрОНФ).

В передачах с колесами из бронз ($\sigma_B < 350$ МПа) работоспособность ограничена контактной прочностью.

Допускаемое контактное напряжение зубьев колес из оловянистых бронз при шлифованных и полированных червяках

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_B K_{H\sigma} K_{HL}, \quad (20)$$

где $K_{H\sigma}$ = 0,9 при твердости рабочих поверхностей витков червяка не менее 45 HRC$_э$ и $K_{H\sigma}$ = 0,7 - в остальных случаях; K_{HL} - коэффициент долговечности передачи

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE2}}}. \quad (21)$$

Работоспособность передач с колесами из чугуна и безоловянистых бронз при σ_B > 350 МПа ограничена обычно заеданием. Для таких передач $[\sigma_H]$ назначают по таблицам в зависимости от скорости скольжения.

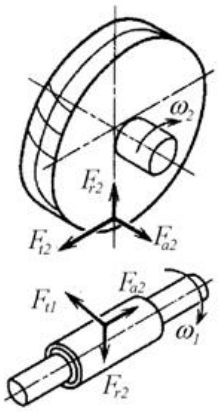

Рисунок 26.6 – Усилия в червячной передаче

Допускаемые напряжения изгиба для зубьев червячного колеса при нереверсивной нагрузке находят также по эмпирической формуле

$$[\sigma_{F2}] = (0{,}25\sigma_{T2} + 0{,}08\,\sigma_{B2})\,K_{FL}, \quad (22)$$

и при реверсивной нагрузке

$$[\sigma_{F2}] = 0{,}16\cdot\sigma_{B2}\cdot K_{FL}, \quad (23)$$

где K_{FL} – коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE2}}}. \quad (24)$$

Силы в зацеплении червячной передачи рассматривают приложенными в полюсе зацепления и задают тремя взаимно перпендикулярными составляющими, показанными на рисунке 26.6:

окружной силой на колесе, равной осевой силе на червяке,

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2, \quad (25)$$

окружной силой на червяке, равной осевой силе на колесе,

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1, \quad (26)$$

радиальной силой, раздвигающей червяк и колесо,

$$F_r = F_{t2}\ tg\ \alpha\ ,\ F_r = F_{a1}\ tg\ \alpha. \qquad (27)$$

Контрольные вопросы:

1 Как определить скорость скольжения червячной передачи?
2 Из каких материалов изготавливают элементы червячной передачи?
3 Как определить КПД червячной передачи?
4 В чем заключается проектный расчет червячной передачи?
5 Назовите область применения червячных передач.
6 Какие различают виды червяков?
7 Как определяют основные геометрические параметры червячной передачи?