



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Техническая механика»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
по курсовому проектированию для студентов
специальности 1-36 01 03 «Технологическое
оборудование машиностроительного производства»
дневной формы обучения**

Гомель 2018

УДК 621.833.38(075.8)
ББК 34.44я73
П79

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 6 от 27.02.2017 г.)*

Составители: *А. Т. Бельский, Г. П. Тариков*

Рецензент: доц. каф. «Металлорежущие станки и инструменты» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *З. Я. Шабокаева*

Проектирование червячного редуктора : учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» днев. формы обучения / сост.: А. Т. Бельский, Г. П. Тариков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. – 89 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены расчетные зависимости для определения геометрических параметров не только обычной червячной передачи, но и червячной передачи со смещением. Рассмотрены конструкции и расчетные зависимости для определения размеров элементов червячного редуктора, которые необходимы для построения компоновочной схемы.

Для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства».

УДК 621.833.38(075.8)
ББК 34.44я73

© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2018

Введение

Значение курса «Детали машин» можно выразить так: «нельзя построить ни одну машину, не умея сконструировать, рассчитать и изготовить ее детали» [15].

Объектами курсового проектирования по дисциплине «Детали машин», как правило, являются приводные станции ленточных и цепных конвейеров. Такой выбор объекта проектирования объясняется простотой этих приводов, что делает доступным для студентов понимания их конструкции и принципа действия.

С другой стороны эти привода содержат наиболее часто используемые при проектировании детали и изделия общего назначения, а также механические передачи.

Кроме этого при проектировании редуктора, применяемого в приводе конвейера, возникает необходимость проектирования корпусных деталей, установочных плит и рам.

Курсовой проект по деталям машин является важной самостоятельной конструкторской работой, в ходе выполнения которой у студентов, не имеющего опыта проектирования, возникает много трудностей.

Выполнение курсового проекта неизбежно связано с использованием необходимой технической литературой, поэтому потребность в пособиях по расчету и проектированию деталей машин и механических передач является актуальной.

При написании данного пособия авторы ставили перед собой задачу изложить учебный материал на основании анализа известных литературных источников в форме, наиболее удобной для использования при проектировании червячного редуктора.

1. Общие сведения о редукторах

Передача зацеплением, предназначенная для передачи вращающего момента с одного вала на другой и заключенная в корпус называется редуктором, если частота вращения уменьшается, или мультипликатором, когда наблюдается увеличение частоты вращения.

Редуктор является промежуточным узлом между двигателем и рабочим органом машины.

Редуктор в сравнении с открытой передачей зацеплением обладает рядом преимуществ, а именно:

- 1) передача зацеплением в редукторе работает в более благоприятных условиях, так как она изолирована от внешней среды;
- 2) наличие корпуса позволяет изготавливать передачу с повышенным классом точности и более высоким КПД;
- 3) корпус редуктора дает возможность получить компактную конструкцию с плавным ходом и меньшим шумом в работе;
- 4) редуктор как закрытый механизм удобен в процессе эксплуатации и лучше отвечает техники безопасности;
- 5) наличие корпуса позволяет осуществлять стабильную смазку, что уменьшает износ элементов зацепления.

Все эти преимущества обусловили широкое применение редукторов в машиностроении, которые почти полностью вытеснили открытые передачи.

Редуктора классифицируют по следующим признакам:

- 1) в зависимости от расположения валов в корпусе – с параллельными и непараллельными валами.
- 2) в зависимости от числа ступеней редуктора – одноступенчатые, двухступенчатые и многоступенчатые.
- 3) в зависимости от типа применяемых передач зацеплением – цилиндрические, конические, червячные и комбинированные.

В настоящем пособии приводятся методические указания по проектированию одноступенчатого червячного редуктора, применяемого в общем машиностроении.

2. Червячный редуктор

Червячный редуктор – устройство, применяемое для передачи вращающего движения между валами, оси которых перекрещиваются, с преобразованием частоты вращения и вращающего момента.

По относительному положению червяка и червячного колеса различают следующие кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов: с нижним расположением червяка (рис. 1,а), с верхним расположением червяка (рис. 1,б), с боковым расположением червяка, когда ось червячного колеса вертикальна (рис. 1,в), и когда ось червяка вертикальна (рис. 1,г).

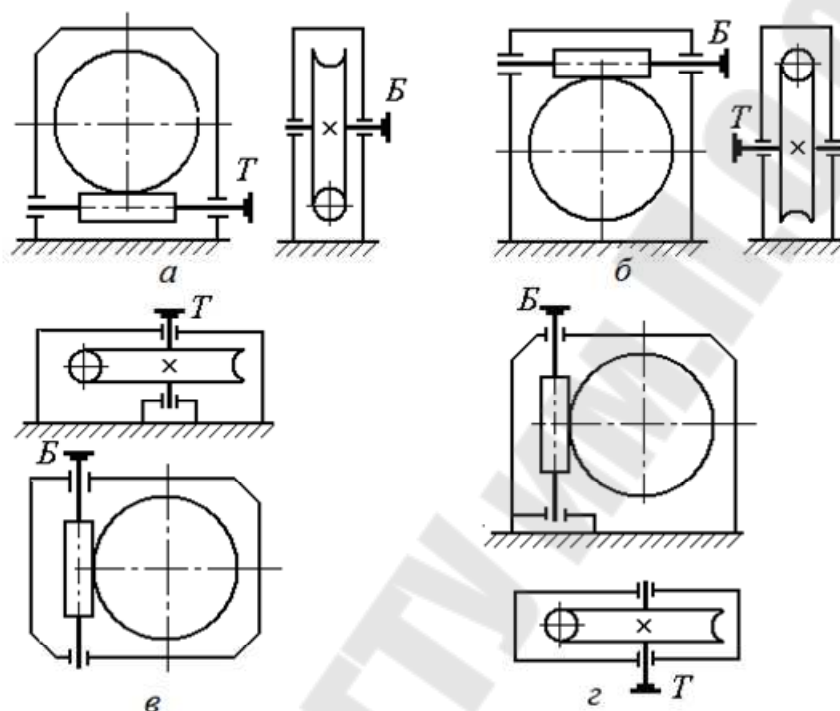


Рис. 1. Кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов

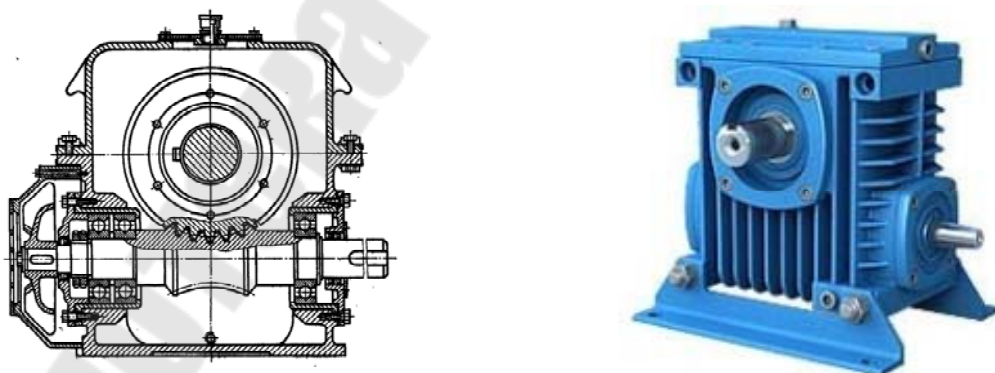


Рис. 2. Червячный редуктор с нижним расположением червяка

Червячный редуктор (рис. 2), выполненный по схеме 1,а, имеет лучшие условия смазывания зацепления, так как червяк погружен в смазочный материал. Однако с увеличением окружной скорости V_1

червяка потери на перемешивание смазки увеличивается, поэтому червячные редуктора с нижним расположением червяка применяют при $V_1 \leq 5 \text{ м/с}$.



Рис. 3. Червячный редуктор с верхним расположением червяка

Червячный редуктор (рис. 3), выполненный по схеме 1,б применяется при окружной скорости червяка $V_1 > 5 \text{ м/с}$. Для данного червячного редуктора вероятность попадания в зацепление металлических частиц износа контактируемых поверхностей мала. Смазывание зацепления в этом случае обеспечивается погружением червячного колеса в смазочный материал.

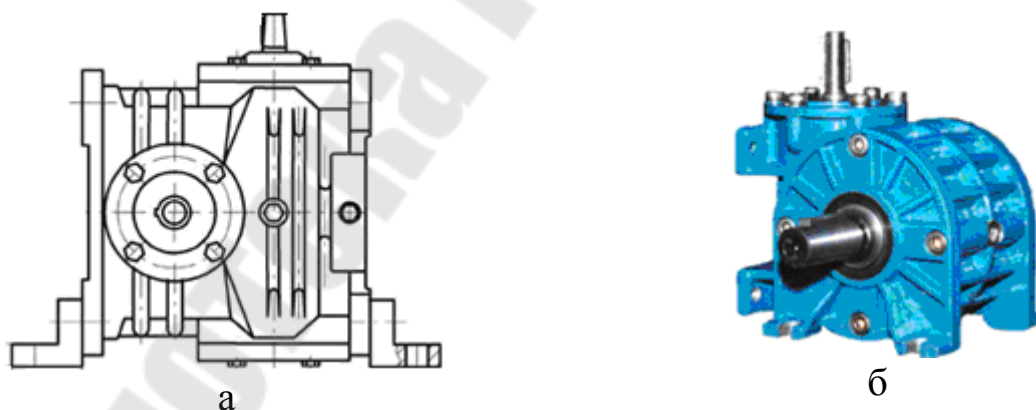


Рис. 4. Червячные редукторы с вертикальными осями валов:
а – колеса и б – червяка

Передачи с вертикальным расположением вала червячного колеса (рис. 4,а) или червяка (рис. 4,б) используют редко, когда это тре-

буется по условиям компоновки, вследствие трудности смазывания подшипников вертикальных валов.

Червячные редукторы характеризуется следующими особенностями:

- 1) опоры червяка воспринимают значительные осевые нагрузки;
- 2) работа редуктора сопровождается значительным нагревом в результате трения в зацеплении;
- 3) сборку редуктора осуществляют путем сближения червяка и червячного колеса в радиальном направлении;
- 4) в силовых передачах вал червячного колеса устанавливают на жестких конических подшипниках, так как он должен сохранять свое осевое положение;
- 5) в процессе сборки редуктора регулируют вначале подшипники, а затем осевое положение колеса.

Одноступенчатые червячные редукторы в силовых передачах применяют в диапазоне передаточных чисел $u = 8...80$, а в несиловых передачах до $u = 200$ и более.

Если одной передачи недостаточно для обеспечения требуемого передаточного числа, в корпусе редуктора монтируют еще одну червячную или совместно с червячной передачи другого типа. Кинематические схемы таких редукторов показаны на рис. 5.

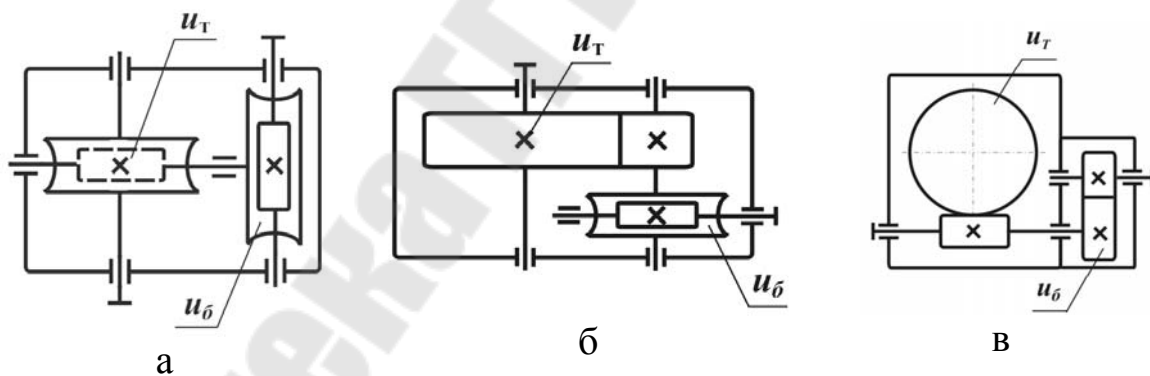


Рис. 5. Кинематические схемы редукторов

- а) двухступенчатый червячный;
- б) червячно-цилиндрический;
- в) цилиндрическо-червячный

Двухступенчатые червячные редукторы применяются в приводах тихоходных машин. Из условия прочности и деформации червяков в силовых передачах максимальное передаточное число обычно не превышает 2000.

Наиболее удачная конструктивная форма двухступенчатого редуктора получается при отношении размеров межосевого расстояния

тихоходной ступени к межосевому расстоянию быстроходной ступени, равном двум (рис. 6).

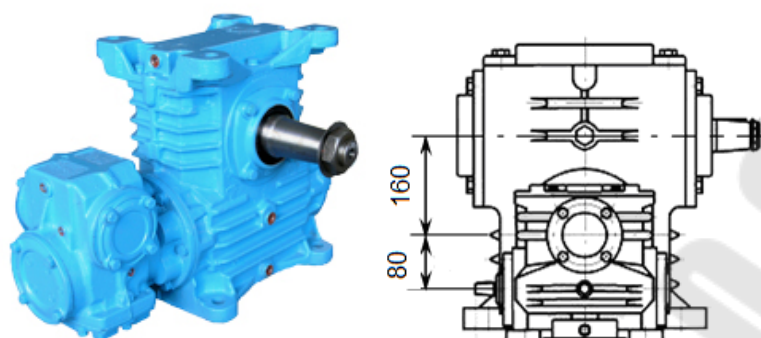


Рис. 6. Двухступенчатый червячный редуктор

Это соотношение межосевых расстояний удовлетворяет также и условиям равнопрочности червячного зацепления обеих ступеней.

Червячный редуктор (рис. 7) со встроенным электродвигателем называется червячным мотор-редуктором.



Рис. 7. Червячный мотор-редуктор

Преимущества червячных редукторов и построенных на них приводов заключается в следующем.

1. Так как выходной и входной валы червячного редуктора скрещиваются, то привод на его основе чаще всего удобнее компоновать в машине, потому что привод занимает не много места, в сравнении с цилиндрическим редуктором с равносильной передаваемой мощностью и передаточным числом.

2. Червячный редуктор имеет гораздо больший потенциал повышения крутящего момента и снижения частоты вращения, чем редукторы с иными типами благодаря высокому передаточному числу

червячной пары, которое доходит до $u = 110$, а в некоторых ситуациях бывает и больше.

3. Применение червячных редукторов в машинах с высоким уровнем требований к бесшумности благодаря малому уровню шума передачи, вытекающему из особенностей зацепления.

4. Червячные редукторы обладают высокой плавностью хода по сравнению с цилиндрическими редукторами.

5. Червячные редукторы имеют исключительный фактор – самоторможение, которое возникает, когда угол подъема винтовой линии червяка $\gamma \leq 3,5^\circ$. Это означает, что при отсутствии движения ведущего вала (червяка) ведомый вал притормаживает, и его нельзя провернуть.

6. В производстве есть червячные редукторы с полым выходным валом, что дает возможность устанавливать редукторы прямо на валы исполнительных механизмов, не прибегая к использованию дополнительных механических передач или соединительных муфт.

Недостатки червячных редукторов и построенных на них приводов заключается в следующем.

1. КПД червячного редуктора заметно меньше, по сравнению с КПД цилиндрического редуктора. Причиной этого является увеличение передаточного отношения.

2. Нагрев червячного редуктора, так как не переданная кинетическая энергия червячной передачей, превращается в тепло.

3. Не рекомендуется применять червячные редукторы мощностью более 60 кВт.

4. Люфт выходного вала в червячных редукторах заметно больше и увеличиваются по мере износа.

5. Срок службы червячных редукторов меньше, чем цилиндрических.

6. Работа червячного редуктора при неравномерных нагрузках на выходном валу, а так же при частых остановках и пусках не рекомендуется.

3. Червячные передачи и их классификация

Червячные редукторы передают крутящий момент посредством червячной передачи. Червячная передача (рис. 8) также называется зубчато-винтовой, поскольку основными элементами такой передачи являются зубчатое червячное колесо и винт-червяк.

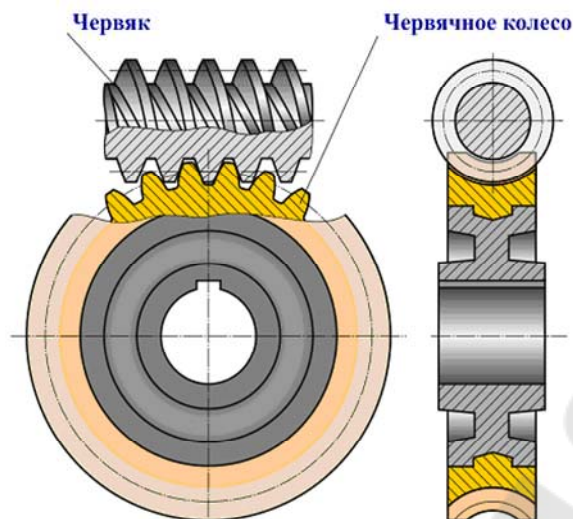


Рис. 8. Червячная передача

Червяк – это особый винт с формой близкой к ней профиля резьбы.

Червячное колесо внешним видом похоже на обыкновенное зубчатое колесо, но имеет зубья дугообразной формы, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления.

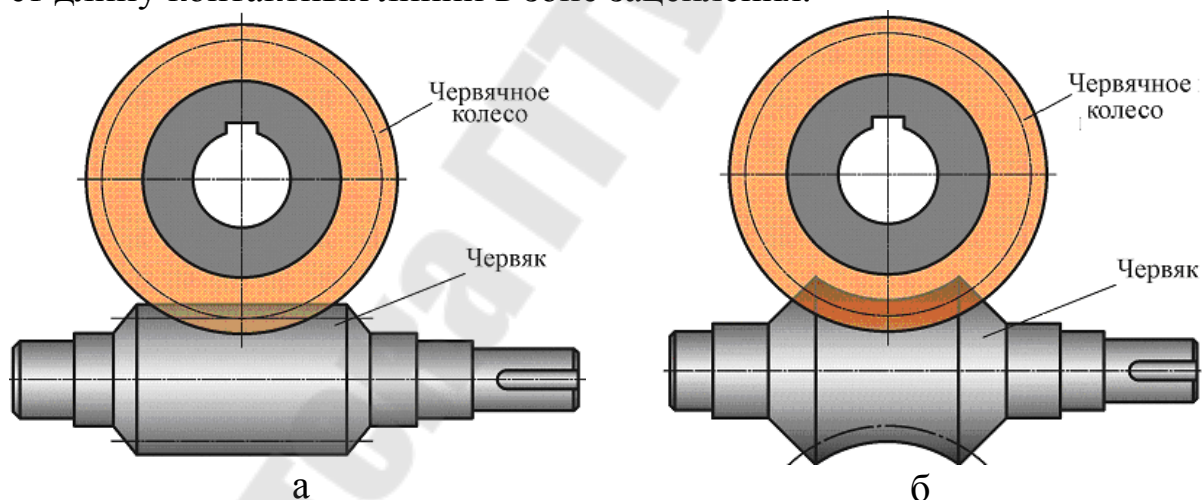


Рис. 9. Цилиндрическая (а) и глобоидная (б) червячная передача

В зависимости от формы внешней поверхности червяка (рис. 9) передачи бывают с цилиндрическим или с глобоидным червяком.

Глобоидная червячная передача имеет более высокий КПД и в 1,5 раза выше несущую способность, но сложна в изготовлении, сборке и очень чувствительна к осевому смещению червяка, вызываемому, например, изнашиванием подшипников, и сильнее нагревается при работе.

Наибольшее распространение получили передачи с цилиндрическим червяком.

В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с правым (предпочтительно для применения) и левым направлением линии витка.

В зависимости от числа заходов витков червяка передачи бывают с однозаходным или с многозаходным червяком.

В зависимости от расположения червяка относительно колеса (рис. 10) передачи бывают с нижним (а), боковым (б) и верхним (в) червяком.

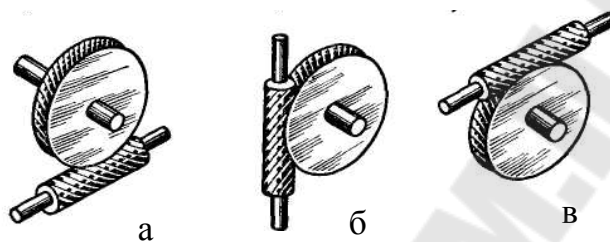


Рис. 10. Расположение червяка относительно колеса

Расположение червяка определяет общая компоновка изделия и принятый способ смазывания зацепления.

В зависимости от формы винтовой поверхности витка цилиндрического червяка передачи бывают с линейчатыми и нелинейчатыми червяками.

Нарезание линейчатых винтовых поверхностей осуществляется на токарно-винторезных станках. Нелинейчатую винтовую поверхность получают на фрезерных станках дисковыми фрезами конусной или тороидальной формы.

У линейчатых червяков винтовые поверхности витков образуют прямые линии, а у нелинейчатых червяков витки во всех сечениях имеют криволинейный профиль.

Линейчатые червяки (рис. 11) подразделяются на архимедовы (а), конволютные (б) и эвольвентные (в) червяки.

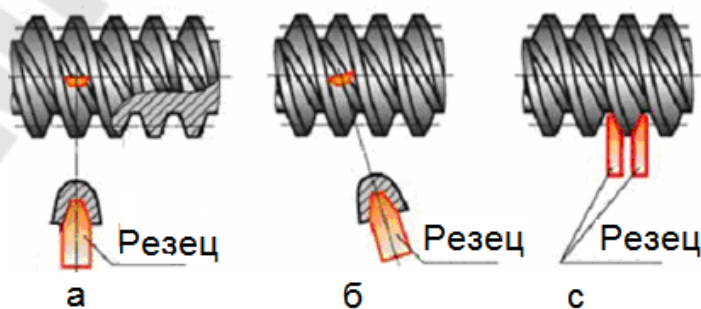


Рис. 11. Линейчатые червяки

Если резец, имеющий в сечении форму трапеции (рис. 11,а), установить на станке так, чтобы верхняя плоскость резца проходила через ось червяка, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую – архимедову спираль. Червяк с такой винтовой поверхностью называют архимедовым.

Архимедов червяк в осевом сечении имеет прямолинейный профиль равнобедренной трапеции, аналогичный инструментальной рейке. Угол между боковыми сторонами профиля витка у стандартных червяков $2\alpha = 40^\circ$.

Если тот же резец повернуть на угол подъема винтовой линии червяка γ (рис. 11,б) так, чтобы верхняя плоскость резца была перпендикулярна винтовой линии, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую – конволюту (укороченную эвольвенту окружности), а червяк соответственно будет называться конволютным.

Если резец установить так, чтобы верхняя плоскость резца, смещённая на некоторую величину (рис. 11,в) была параллельна оси червяка, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую – эвольвенту окружности, а червяк будет называться эвольвентным.

Выбор профиля червяка определяется требуемыми эксплуатационными свойствами и технологическими возможностями предполагаемого производства.

Передачи с архимедовым, конволютным, эвольвентным и нелинейчатый с конусной формой червяком обладают примерно одинаковыми эксплуатационными свойствами, достижения которых осуществляется при применении различных технологических процессов.

Передачи с нелинейчатый червяком тороидальной формы обладают повышенным коэффициентом полезного действия и большей нагрузочной способностью, однако производство таких передач связано с определенными трудностями.

Архимедовы червяки применяются значительно чаще, чем другие червяки. Это объясняется возможностью точного шлифования рабочих поверхностей витков, однако изготовление многозаходных архимедовых червяков отличается сложностью изготовления и по точности они уступают эвольвентным червякам.

Конволютные червяки уступают по точности архимедовым червякам.

Эвольвентные червяки позволяют весьма точно осуществлять шлифование рабочих поверхностей витков плоской торцовой поверхностью дискового круга, однако это возможно только при наличии специальных шлифовальных станков.

Нелинейчатые червяки с конусной формой применяют в тех случаях, когда отсутствуют станки для шлифования эвольвентных червяков и для изготовления шлифованных многозаходных червяков.

4. Основные геометрические соотношения в червячной передаче

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес.

Червяк изготавливают заодно с валом (рис. 12).

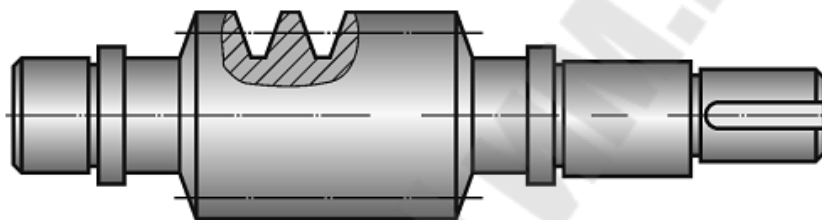


Рис. 12. Червяк

В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m , равный торцовому модулю червячного колеса.

Значения расчетных модулей m принимают по стандарту из ряда: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25 мм.

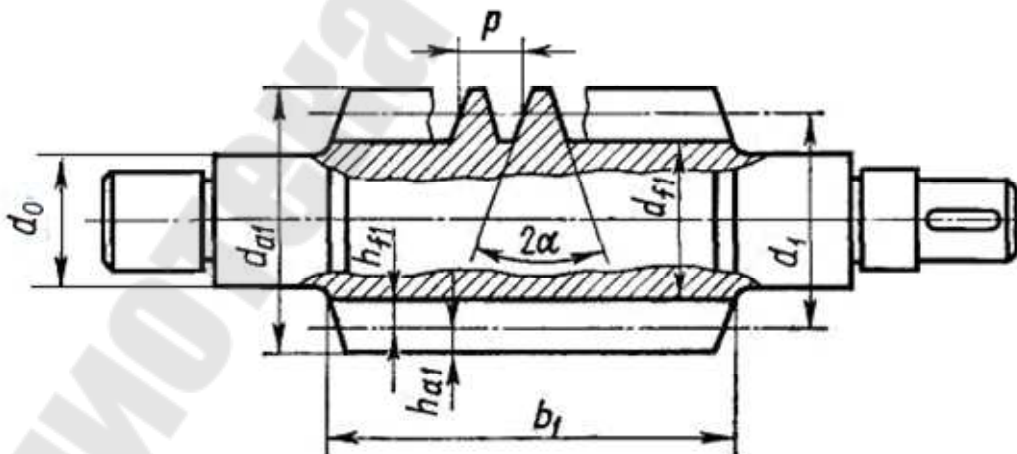


Рис. 13. Геометрические размеры червяка

К основным геометрическим размерам цилиндрического червяка относятся (рис. 13):

угол профиля витка в осевом сечении: $2\alpha = 40^\circ$;

шаг червяка: $p = \pi m$;

ход винта: $p_z = pz_1$ (z_1 – число заходов червяка, которое принимают в зависимости от передаточного числа: $z_1 = 4$ при $u = 8...15$, $z_1 = 2$ при $u = 15...30$ и $z_1 = 1$ при $u \geq 30$)

угол подъема линии витка червяка (рис. 14): $\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$ (q – коэффициент диаметра червяка);

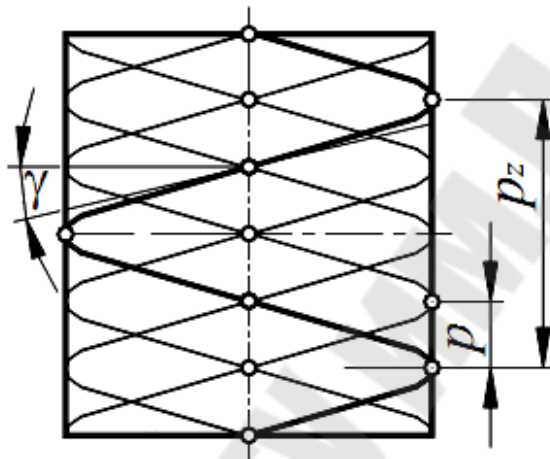


Рис. 14. Угол подъема витка червяка

высота головки витка червяка: $h_{a1} = m$;

высота ножки витка червяка: $h_{f1} = 1,2m$ (для эвольвентного червяка $h_{f1} = 1 + 0,2 \cos \gamma$);

делительный диаметр витков червяка: $d_1 = mq$;

диаметр вершин витков червяка: $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m(q + 2)$;

диаметр впадин витков червяка: $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = m(q - 2,4)$;

длина нарезаемой части червяка при числе заходов червяка $z_1 = 1$ или $z_1 = 2$: $b_1 = m(11 + 0,6z_2)$ и при $z_1 = 4$: $b_1 = m(12,5 + 0,09z_2)$ (z_2 – число зубьев червячного колеса).

Коэффициент диаметра червяка, который выбирают из ряда по ГОСТ 2144 – 76, выбирают с таким условием, чтобы диаметр впадин витков червяка d_{f1} был больше диаметра d_0 расположенной рядом шейки (рис. 13). Это необходимо для выхода инструмента при нарезании червяка.

С другой стороны червяки малых диаметров при работе получают большие прогибы, что нарушает правильность зацепления. С

целью увеличения диаметра червяка, увеличивают коэффициент червяка q с уменьшением модуля m .

Ширину нарезаемой части b_1 по технологическим причинам для фрезеруемых и шлифуемых червяков увеличиваю на $3m$.

Конструкции червячных колес в зависимости размеров, материалов и объема производства могут быть цельными (рис. 15) или составными (рис. 16).

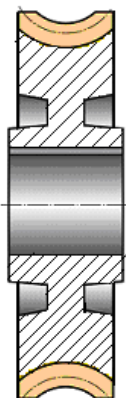


Рис. 15. Цельное червячное колесо

В целях экономии дорогих и дефицитных материалов червячные колеса обычно делают составными, венец из бронзы, а ступицу из стали или чугуна.

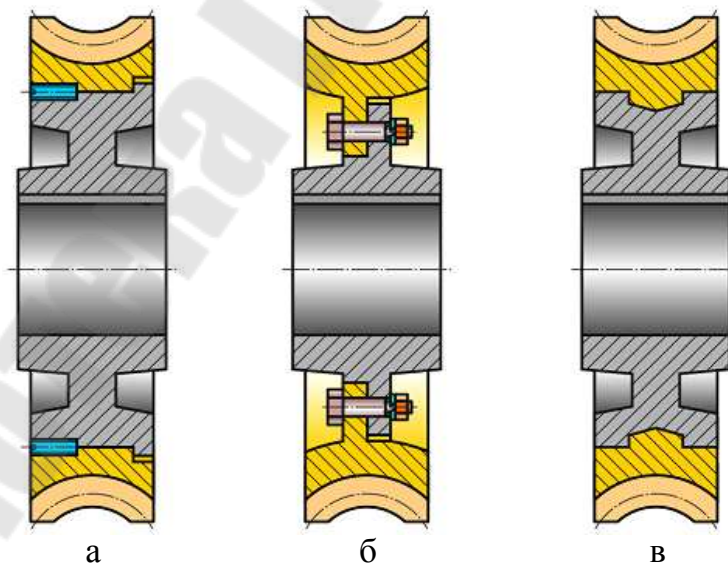


Рис. 16. Способы соединения венца со ступицей
а – с натягом и винтами; б – болтовым соединением;
в – заливкой венца на обод

Конструкцию колеса с напрессованным венцом (рис. 16,а) применяют при небольшом диаметре колес в мелкосерийном производстве, при этом применяют посадки с натягом $H7/p6$, $H7/r6$ и $H7/s6$.

Из-за разности коэффициентов линейного расширения материалов под действием тепловыделение происходит уменьшения натяга, поэтому для предохранения от осевого смещения венца дополнительно закрепляют болтами или винтами (рис. 17). После сборки выступающие части болтов или винтов срезают.

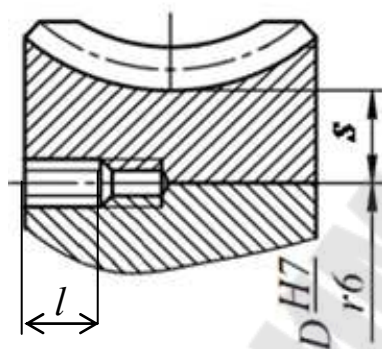


Рис. 17. Крепление венца болтами

Минимальная толщина венца зубчатого колеса принимают в пределах

$$s = (2,5 \dots 4)m$$

Необходимое число болтов определяют исходя из прочности на смятие бронзы без учета напряженного состояния материалов, созданного натягом

$$z \geq \frac{4T_2}{dlD[\sigma_{см}]},$$

где T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса;

d – наружный диаметр резьбы болта;

D – диаметр окружности установки болтов;

$[\sigma_{см}] = 0,3\sigma_T$ – допускаемое напряжение на смятие бронзы;

σ_T – предел текучести бронзы.

Конструкцию колеса с привернутым венцом (рис. 16,б) применяют при диаметрах колеса более 400 мм. Сборку осуществляют с помощью болтов повышенной точности для отверстий из-под развертки.

Требуемое число болтов находят из условия их среза

$$z \geq \frac{8T_2}{\pi D d^2 [\tau_{cp}]}$$

или из условия смятия поверхностей в бронзовом венце

$$z \geq \frac{2T_2}{D d c [\sigma_{cm}]},$$

где $[\tau_{cp}] = 0,25\sigma_T$ – предел текучести материала болта;

c – толщина диска бронзового венца.

Конструкцию колеса с венцом, отлитым на стальном центре (рис. 16,в), применяют в серийном и массовом производстве.

Обработку червячного колеса производят после сборки венца со ступицей.

Геометрические размеры венца червячного колеса не зависят от его конструкции и определяют их в среднем его сечении (рис. 18).

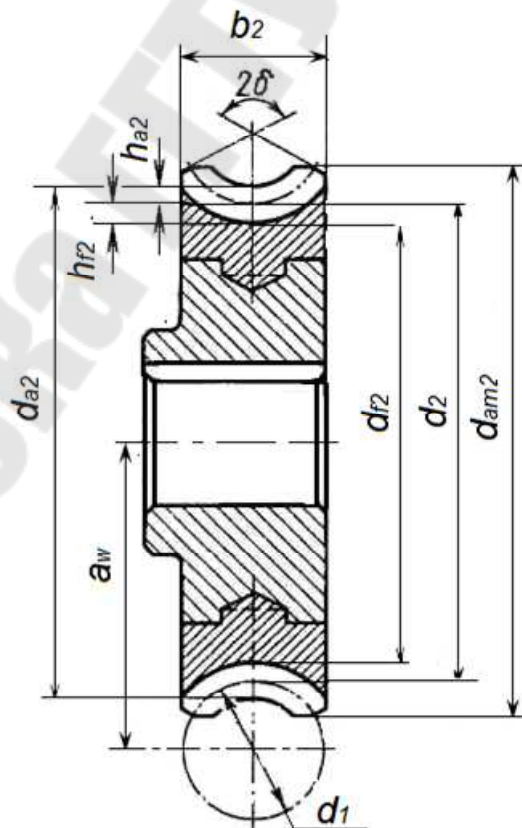


Рис. 18. Геометрические размеры червячного колеса

К основным геометрическим параметрам червячного колеса относятся:

$$\text{высота головки зуба: } h_{a2} = h_{a1} = m;$$

$$\text{высота ножки зуба: } h_{f2} = h_{f1} = 1,2m;$$

$$\text{делительный диаметр: } d_2 = mz_2;$$

$$\text{диаметр окружности вершин: } d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m(z_2 + 2);$$

$$\text{диаметр окружности впадин: } d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m(z_2 - 2,4);$$

$$\text{наибольший диаметр червячного колеса: } d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2};$$

ширина венца червячного колеса при числе заходов червяка $z_1 = 1$ или $z_1 = 2$: $b_2 \leq 0,75d_{a1}$, при $z_1 = 4$: $b_2 \leq 0,67d_{a1}$;

$$\text{условный угол обхвата: } 2\delta = 2 \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}.$$

Условный угол обхвата может быть принят из диапазонов:

$$\text{для силовых передач } 2\delta = 90^{\circ} \dots 120^{\circ};$$

$$\text{для кинематических передач } 2\delta = 45^{\circ} \dots 90^{\circ}.$$

$$\text{Межосевое расстояние передачи: } a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \frac{q + z_2}{2}.$$

5. Червячные передачи со смещением

Червячные передачи со смещением выполняют в целях доведения межосевого расстояния до стандартного или заданного значения. Осуществляется это, как и в зубчатых передачах, смещением инструмента относительно заготовки червячного колеса при нарезании. Учитывая, что червячные колеса передач без смещения и со смещением нарезают одним и тем же инструментом, а так как червячная фреза и червяк должны иметь одинаковые размеры, то смещение выполняют только для колеса.

При заданном межосевом расстоянии a_w коэффициент смещения инструмента рассчитывают по зависимости:

$$x = \frac{a_w}{m} - \frac{q + z_2}{2}.$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса рекомендуется значение x принимать в соответствии с таблицей 1.

Таблица 1. – Значение коэффициента смещения

Вид червячной передачи	Коэффициент смещение
С архимедовым червяком	$0 \leq x \leq 1$
С конволютным червяком	$0 \leq x \leq 1$
С эвольвентным червяком	$-1 \leq x \leq 0$
С нелинейчатым червяком	$0,5 \leq x \leq 1,5$

Для передач с архимедовым и конволютным червяком коэффициент смещение предпочтительно принимать $x = 0,5$, с нелинейчатым червяком – $x = 1,1 \dots 1,2$.

При положительном смещении повышается прочность зубьев колеса.

Для червяка в передаче со смещением дополнительно вычисляют:

диаметр начального цилиндра: $d_{w1} = m(q + 2x)$;

угол подъема линии витка на начальном цилиндре: $\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{z_1}{q + 2x}$.

У червячного колеса со смещением:

диаметр окружности вершин: $d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x)$;

диаметр окружности впадин: $d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x)$.

Все другие размеры остаются неизменными.

Межосевое расстояние червячной передачи со смещением определяют по зависимости:

$$a_w = \frac{m}{2}(q + z_2 + 2x)$$

Длину b_1 нарезанной части червяка при коэффициенте смещения $x < 0$ рассчитывают по формуле:

$$b_1 = m(10 + 5,5|x| + z_1),$$

а при $x > 0$

$$b_1 = m(10 + 5,5|x| + z_1) - \frac{(70 + 60x)m}{z_2},$$

или определяют в соответствии табл.2

Таблица 2. Длина нарезаемой части червяка b_1

x	b_1	
	$z_1 = 1, z_1 = 2$	$z_1 = 4$
-1	$\geq (10,5 + z_1)m$	$\geq (10,5 + z_1)m$
-0,5	$\geq (8 + 0,06z_2)m$	$\geq (9,5 + 0,09z_2)m$
0	$\geq (11 + 0,06z_2)m$	$\geq (12,5 + 0,09z_2)m$
0,5	$\geq (11 + 0,1z_2)m$	$\geq (12,5 + 0,1z_2)m$
1	$\geq (12 + 0,1z_2)m$	$\geq (13 + 0,1z_2)m$

Примечание:

1. При промежуточном значении коэффициента x длина b_1 выбирается соответственно тому из двух ближайших значений x , которое дает большее b_1 .

2. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков полученную по таблице длину b_1 следует увеличить при $m < 10$ мм на 25 мм; при $10 \leq m \leq 16$ мм – 35...40 мм и при $m > 16$ мм – на 50 мм

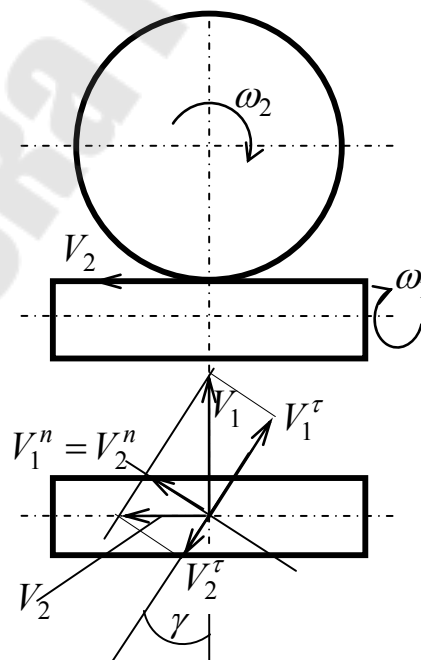


Рис. 19. Скорости в червячной передаче

6. Скорость скольжения в червячной передаче

В червячной передаче, в отличие от зубчатой передачи, окружные скорости не совпадают по направлению, а перпендикулярны друг другу и различны по значению (рис. 19).

Поэтому начальные цилиндры передачи в относительном движении скользят и обкатываются, а передаточное отношение не может быть выражено отношением $\frac{d_2}{d_1}$.

Окружные скорости червяка и червячного колеса соответственно равны:

$$V_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2}; \quad V_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2}.$$

Для обеспечения неразрывности контакта необходимо чтобы проекции окружных скоростей червяка и червячного колеса на нормаль были равны $V_1^n = V_2^n$.

Учитывая, что $V_1^n = V_1 \sin \gamma$ и $V_2^n = V_2 \cos \gamma$, имеем $V_1 \sin \gamma = V_2 \cos \gamma$. С учетом значений V_1 и V_2 , получаем

$$\frac{\omega_1 d_1}{2} \sin \gamma = \frac{\omega_2 d_2}{2} \cos \gamma,$$

откуда передаточное число

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \gamma}{d_1 \sin \gamma} = \frac{m z_2 \cos \gamma}{m q \sin \gamma} = \frac{z_2}{q t g \gamma} = \frac{z_2}{q \frac{z_1}{q}} = \frac{z_2}{z_1} = u.$$

Касательные составляющие скоростей в отличие от зубчатых передач направлены в разные стороны (рис. 19), поэтому скорость скольжения зубчатой передачи

$$V_{ск} = V_1^\tau + V_2^\tau.$$

Учитывая, что $V_1^\tau = V_1 \cos \gamma$, $V_2^\tau = V_2 \sin \gamma$ и $V_2 = V_1 t g \gamma$, получаем

$$V_{\text{ск}} = V_1^{\tau} + V_2^{\tau} = V_1 \cos \gamma + V_1 \operatorname{tg} \gamma \sin \gamma = V_1 \left(\cos \gamma + \frac{\sin^2 \gamma}{\cos \gamma} \right) = \frac{V_1}{\cos \gamma}.$$

Так как $\gamma < 30^\circ$, то имеем соотношение $V_2 < V_1 < V_{\text{ск}}$. В этом причина большого износа в червячной передаче и пониженного КПД.

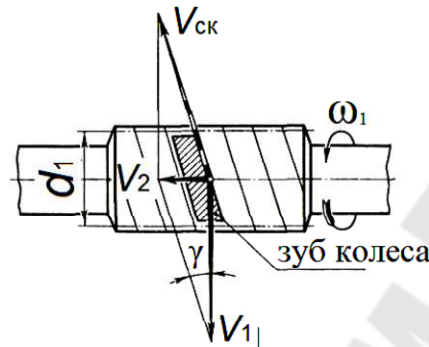


Рис. 20. Скорость скольжения в червячной передаче

Из параллелограмма скоростей (рис. 20) также можно определить по зависимости:

$$V_{\text{ск}} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \sqrt{\left(\frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000} \right)^2 + \left(\frac{\pi n_2 d_2}{60 \cdot 1000} \right)^2} = \frac{\pi n_1 m}{60 \cdot 1000} \sqrt{z_1^2 + q^2}.$$

Таким образом, скорость скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса является наибольшей по сравнению с тангенциальными скоростями движения витков червяка и зубьев червячного колеса.

7. Степени точности червячной передачи

Погрешности геометрии витков червяка и зубьев колеса значительно влияют на распределение давлений в зоне зацепления и, следовательно на несущую способность передачи. В связи с этим стандартом на червячные передачи ГОСТ 3675-81 установлено 12 степеней точности.

Степени точности 3...5 рекомендуют для передач с высокой кинематической точностью, а степени точности 6...9 – для силовых передач.

По 6-й степени точности изготавливают силовые червячные передачи при больших скоростях скольжения ($V_{ск} > 10$ м/с), к которым предъявляются повышенные требования по точности и шуму.

Для силовых передач наибольшее применение находят степени точности 7 (при $V_{ск} \leq 10$ м/с) и 8 (при $V_{ск} \leq 5$ м/с).

По 9-й степени точности изготавливают силовые червячные низкоскоростные передачи (при $V_{ск} < 2$ м/с) и с ручным приводом.

8. Силы в зацеплении червячной передаче

В приработанной червячной передаче сила со стороны червяка воспринимается не одним, а несколькими зубьями колеса. Для упрощения расчета углом трения пренебрегают ($\rho' \leq 3^\circ$), а главный вектор F_n (нормальная сила) контактных давлений, действующих на площадках контакта, принимают приложенным в полюсе зацепления P и направленным по линии зацепления (рис. 21, а).

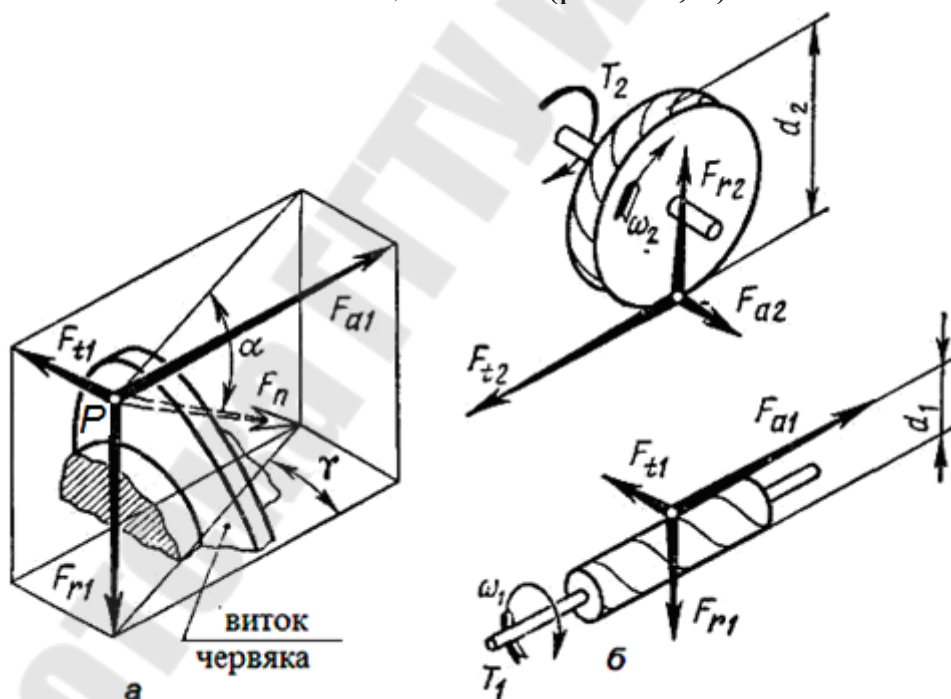


Рис. 21. Схема сил, действующих в червячном зацеплении

По правилу параллелепипеда F_n раскладывают по трем взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие F_{t1} , F_{r1} и F_{a1} . Для ясности изображения сил на рис. 21,б червячное зацепление раздвинуто.

Из условия равновесия следует:

окружная сила на червяке F_{t1} численно равна осевой силе на червячном колесе F_{a2} ;

окружная сила на червячном колесе F_{t2} численно равна осевой силе на червяке F_{a1} ;

радиальная сила на червяке F_{r1} численно равна радиальной силе на колесе F_{r2} .

Нормальная сила в зацеплении (рис. 21,а)

$$F_n = \frac{F_{a1}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha} = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha},$$

где α – угол зацепления в червячной передаче.

В этом случае получаем зависимости для определения составляющих нормальной силы

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad F_{r1} = F_{r2} = F_n \sin \alpha = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma} \operatorname{tg} \alpha.$$

Направления осевых сил червяка и червячного колеса зависят от направления вращения червяка, а также от направления линии витка. Направление силы F_{t2} всегда совпадает с направлением скорости вращения колеса, а сила F_{n1} направлена в сторону, противоположную скорости вращения червяка.

В случае учета сил трения на контактной поверхности силы, действующие на виток червяка, показаны на рис. 22.

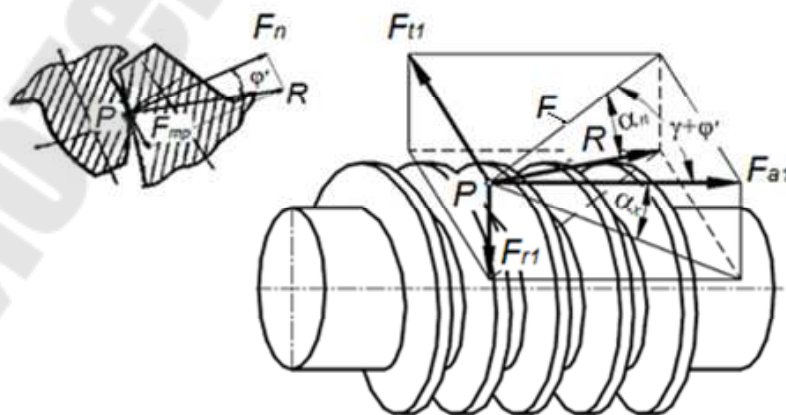


Рис. 22. Схема сил, действующих в червячном зацеплении с учетом трения

Окружная сила на червячном колесе, приложенная в полюсе зацепления

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{2}.$$

Окружная сила на червяке, приложенная в полюсе зацепления

$$F_{t1} = F_{a1} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi').$$

Осевые силы на червяке и червячном колесе

$$F_{a1} = F_{t2}, \quad F_{a2} = F_{t1}.$$

Нормальная сила в зацеплении

$$F_n = R \cos \varphi' = \frac{F_{a1} \cos \varphi'}{\cos(\gamma + \varphi') \cos \alpha_n} = \frac{F_{t2} \cos \varphi'}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \cos \alpha_n}.$$

Радиальные силы на червяке и червячном колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_n \sin \alpha_n = \frac{F_{t2} \cos \varphi' \operatorname{tg} \alpha_n}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}.$$

Значение угла α_n (рис. 22) определим из выражения

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_{r1}}{F} = \frac{F_{a1} \operatorname{tg} \alpha_x}{F_{t1}} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_x \sin(\gamma + \varphi')}{F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \operatorname{tg} \alpha_x \cos(\gamma + \varphi'),$$

где $\alpha_x = 20^\circ$ – профильный угол витка червяка.

9. Коэффициент полезного действия червячной передачи

Потери в червячных передачах складываются из потерь в зацеплении, на опорах, на разбрызгивание и размешивание смазочного материала и на привод вентилятора, если он предусмотрен конструкци-

ей для обдува, которые учитываются соответствующими коэффициентами полезного действия $\eta_{\text{зац}}$, $\eta_{\text{оп}}$, $\eta_{\text{см}}$ и $\eta_{\text{вен}}$. В этом случае коэффициент полезного действия червячной передачи будет

$$\eta = \eta_{\text{зац}} \eta_{\text{оп}} \eta_{\text{см}} \eta_{\text{вен}}.$$

Таблица 3. – Значение приведенного угла трения φ'

Скорость скольжения $V_{\text{ск}}$, м/с	Материал венца червячного колеса			
	Оловянная бронза		Безоловянная бронза, латунь	Серый чугун
	Твердость рабочих поверхностей витков червяка			
	$HRC > 45$	$HRC \leq 45$	$HRC > 45$	$HRC > 45$
0,01	6°17'	6°51'	7°30'	9°40'
0,10	4°34'	5°08'	7°07'	7°24'
0,25	3°43'	4°17'	5°26'	5°43'
0,50	3°09'	3°43'	4°52'	5°09'
1,0	2°35'	3°09'	3°43'	4°00'
1,5	2°17'	2°51'	3°09'	3°43'
2,0	2°00'	2°35'	2°51'	3°09'
2,5	1°43'	2°17'	2°35'	2°55'
3,0	1°36'	2°00'	1°43'	1°43'
4,0	1°22'	1°47'	2°00'	
5,0	1°16'	1°40'	1°43'	
8,0	1°02'	1°29'	1°26'	
10	0°55'	1°22'		
15	0°48'	1°09'		

Примечание. Для передач с чугунным колесом и стальным червяком твердостью $HB < 350$ значение φ' увеличивают на 20% относительно указанных для серого чугуна при твердости $HRC > 45$

При ведущем червяке коэффициент полезного действия червячного зацепления

$$\eta_{\text{зац}} = \frac{\text{tg} \gamma_w}{\text{tg}(\gamma_w + \varphi')},$$

где φ' – приведенный угол трения, зависящий от скорости скольжения.

Значения приведенного угла трения при стальном червяке и различных материалах венца червячного колеса приведены в табл. 3.

Значение угла ρ' трения между стальным червяком и колесом из бронзы (латуни, чугуна) принимают в зависимости от скорости скольжения $V_{ск}$ (табл. 4):

Таблица 4. – Значение приведенного угла трения ρ'

$V_{ск}$, м/с	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10,0	15,0
ρ'	3°10' 3°40'	2°30' 3°10'	2°20' 2°50'	2°00' 2°30'	1°40' 2°20'	1°30' 2°00'	1°20' 1°40'	1°00' 1°30'	0°55' 1°20'	0°50' 1°10'
Меньшее значение ρ' – для оловянной бронзы, большее – для безоловянной бронзы, латуни и чугуна.										

Начиная проектный расчет червячной передачи, можно приближенно принять

$$\eta \approx 0,9 \left(1 - \frac{u}{200} \right)$$

или по табл.5.

Таблица 5. Значение к.п.д. от числа заходов червяка

z_1	1	2	3	4
η	0,70—0,75	0,75—0,82	0,82—0,87	0,87—0,92

Если скорость скольжения $V_{ск} < 12$ м/с, то для предварительного расчета коэффициента полезного действия можно использовать зависимость

$$\eta = \frac{0,98}{1 + 0,25uf'}$$

где f' – приведенный коэффициент трения в зацеплении.

$$f' = tg\varphi' = tg[(3,0...3.5) - 0,92 \ln V_{ск}]$$

Большее значение в круглых скобках брать для безоловянных бронз, латуней и чугунов.

После определения размеров передачи величину к. п. д. уточняют.

10. Материалы червячной передачи

Червячные передачи отличаются от других видов зубчатых механизмов наличием большой скорости относительного скольжения. В связи с этим материалы червячной пары должны иметь низкий коэффициент трения, хорошей прирабатываемостью, обладать высокой износостойкостью, пониженной склонностью к заеданию и повышенной теплопроводностью. Для этого в червячной передаче сочетают разнородные материалы при малой шероховатости соприкасающихся поверхностей.

Высокая относительная скорость скольжения рабочих поверхностей витков червяка, малый его диаметр при относительно большой длине между опорами вызывают необходимость применения высококачественной или легированной стали для его изготовления.

Материалы червяка делят на группы:

- 1) нетермообрабатываемые;
- 2) улучшаемые;
- 3) поверхностно-закаливаемые;
- 4) цементуемые под закалку;
- 5) подвергаемые азотированию и хромированию.

Наименьшая интенсивность изнашивания в червячном зацеплении имеет место в том случае, если червяк имеет высокую твердость и малую шероховатость рабочих поверхностей витков.

Наилучшее качество работы червячной передачи обеспечивают червяки, изготовленные как из сталей 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, подвергаемые цементации, 38Х2МЮА, 38Х2Ю, упрочняемые азотированием, с твердостью после термообработке HRC 58...62, так и из среднеуглеродистых и легированных 45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной закалкой до твердости HRC 45...55.

Требуемая шероховатость поверхности витков червяка достигается шлифованием и полированием ($R_a = 0,2$ мкм).

Стальные улучшенные, нормализованные и чугунные червяки применяют во вспомогательных тихоходных и малонагруженных передачах.

Механические свойства некоторых материалов приведены в таблице 6.

Таблица 6. – Механические свойства материалов червяка

Материал	Термообработка	Твердость	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа
45	Н	170...230 НВ	580	320	280
12ХНЗА	Ц. ОЗ. О	58...62 HRC	850	687	380
18ХГТ	Ц. ОЗ. О	58...62 HRC	1000	785	480
35ХГСА	З.О	45...55 HRC	1650	1300	500
40Х	Н	175...220 НВ	600	450	280
40Х	З.О	45...55 HRC	1600	1300	280
40ХН	Н	180...220 НВ	630	380	280
40ХН	З.О	45...55 HRC	1600	1400	630

Примечание: Н – нормализация; З – закалка; ОЗ – объемная закалка; О – отпуск; Ц – цементация

В качестве материалов венцов червячных колес червячных передач с целью уменьшения трения используют бронзы, латуни и серые чугуны.

Таблица 7. – Материалы венцов червячных колес

Группа	Материал	Применение
I	Оловянные бронзы (БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, БрО5Ц5С6 и др.)	При высоких скоростях скольжения ($V_S = 5...25$ м/с) и длительной работе
II	Безоловянные бронзы и латуни (БрА9Ж3Л, БрА10Ж4Н4Л, ЛАЖМц66-6-3-2 и др.)	При средних скоростях скольжения ($V_S = 2...5$ м/с)
III	Мягкие серые чугуны (СЧ15, СЧ20 и др.)	при малых скоростях скольжения ($V_S < 2$ м/с) и в ручных приводах

По мере убывания антизадирных и антифрикционных свойств и в зависимости от скорости скольжения и длительности работы материалы зубчатых венцов червячных колес условно разделяют на три группы (табл. 7).

Чем выше содержание олова в бронзе, тем она дороже, но тем выше сопротивление заеданию.

Практика показала, что срок службы бронзовых венцов червячных колес сильно зависит от способа отливки заготовок. Большее сопротивление изнашиванию оказывают зубья венцов, отлитых центробежным способом.

Для наиболее распространенных материалов венцов червячных колес механические характеристики приведены в табл. 8.

Таблица 8. – Механические характеристики материалов венца червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	σ_T , МПа	σ_B , МПа	$\sigma_{ви}$, МПа	V_s , м/с	
I	Бр010Н1Ф1	Ц	165	285	-	≤ 25	
		К	195	245	-	≤ 12	
	Бр010Ф1	П	135	215	-	≤ 12	
		К	90	200	-	≤ 8	
	Бр05Ц5С5	П	80	145	-	≤ 8	
		К	90	200	-	≤ 8	
II	БрА10Ж4Н4	Ц	460	700	-	≤ 5	
		К	430	650	-	≤ 5	
	БрА10Ж3Мц1,5	К	360	550	-	≤ 5	
		П	300	450	-	≤ 5	
	БрА9Ж3Л	Ц	200	500	-	≤ 5	
		К	195	490	-	≤ 5	
		П	195	390	-	≤ 5	
	ЛАЖМц66-6-3-2	Ц	330	500	-	≤ 4	
		К	295	450	-	≤ 4	
		П	260	400	-	≤ 4	
	III	СЧ12	П	-	-	280	≤ 2
		СЧ15	П	-	-	320	≤ 2
СЧ18		П	-	-	355	≤ 2	
СЧ20		П.	-	-	360	≤ 2	

Примечание:

1. Способы отливки: Ц - центробежный, К – в кокиль, П – в песок (при единичном производстве).

2. σ_T – предел текучести; σ_B – предел прочности при растяжении; $\sigma_{ви}$ – предел прочности при изгибе

11. Критерии работоспособности червячной передачи

В червячном зацеплении наиболее слабым элементом является зуб червячного колеса. Для него возможны все виды разрушений и повреждений, характерных для зубчатых передач: изнашивание, заедание, усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев и поломка зубьев.

Опыт эксплуатации червячных передач показал, что причины выхода их из строя в порядке убывания частоты проявления отказов следующие:

1) износ зубьев колеса, интенсивность которого увеличивается при загрязнении смазочного материала. Неточности монтажа зацепления и повышенной шероховатости рабочей поверхности витков червяка;

2) заедание при твердых материалах колес (чугун, алюминиево-железистые бронзы) происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами колеса, приварившимися к червяку. В случае применения мягких материалов колес (оловянистые бронзы) заедание проявляется в менее опасной форме в виде «намазывания» материала венца на витки червяка. В этом случае червячная передача может работать ещё достаточно продолжительное время

3) усталостное выкрашивание в червячной передаче наблюдается только на поверхности зубьев колес, изготовленных из материалов, стойких к заеданию.

4) поломка зубьев колеса происходит в результате значительного их износа или вследствие ошибок изготовления. Поломка зубьев характерна для мелкозубчатых червячных передач с числом зубьев червячного колеса $z_2 > 100$. Усталостная поломка витков или тела червяка и усталостный разрыв венца колеса по впадине зуба возникают редко.

Условием отсутствия заедания и интенсивного износа является существование жидкостного трения, которое имеет место при существовании в зоне контакта клиновидного зазора в направлении вектора скорости скольжения. При скольжении поверхностей вдоль линии контакта масляный слой образоваться не может.

В червячных передачах повышенный износ и заедание связаны как с большими скоростями скольжения, так и с неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта витков чер-

вяка с зубьями червячного колеса. Последовательность расположения контактных линий (1, 2, 3) в процессе зацепления червячной пары показано на рис. 23. Там же показаны скорости скольжения, направления которых близко к направлению окружной скорости червяка. В заштрихованной зоне направление скорости скольжения $V_{ск}$ почти совпадает с направлением контактных линий, что приводит неблагоприятным условиям смазки. Поэтому при больших нагрузках в этой зоне происходит заедание, которое затем распространяется на всю рабочую поверхность зуба червячного колеса.

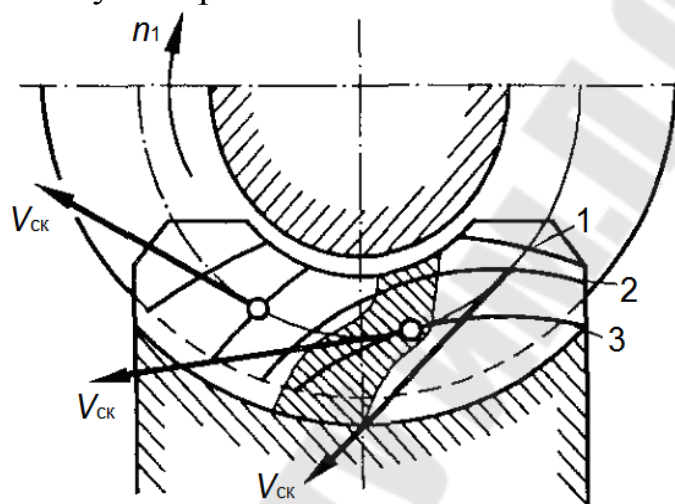


Рис. 23. Расположения контактных линий и скорости скольжения на поверхности зуба колеса

Зубья червячных колес рассчитывают на контактную выносливость и на выносливость при изгибе. Эти расчеты имеют условный характер, так как вследствие не благоприятных условий смазки рабочих поверхностей зубьев и витков основное значение для работоспособности червячных передач приобретает стойкость зубьев колеса против заедания и износа.

Учитывая, что стойкость против заедания и интенсивность износа зависят от контактной выносливости рабочих поверхностей, расчет по контактным напряжениям принят в качестве основного для закрытых передач с числом зубьев колеса $z_2 < 90$.

Для закрытых передач с числом зубьев колеса $z_2 \geq 90$, а также открытых передач и передач с ручным приводом проектный расчет выполняют из условия прочности зуба червячного колеса на изгиб.

Таким образом работоспособность червячной передачи ограничивается стойкостью рабочей поверхности зубьев, а также изгибной усталостью зубьев.

Работоспособность редуктора в целом определяется предельно допустимой температурой смазочного материала, а также усталостью и жесткостью червяка.

Следовательно при проектировании червячного редуктора следует выполнить расчеты:

- 1) на контактные напряжения (проверочный и проектировочный);
- 2) на изгибные напряжения (проверочный, реже проектировочный);
- 3) на нагрев смазочного материала;
- 4) на усталость тела червяка;
- 5) на жесткость тела червяка.

12. Допускаемые напряжения для материалов венцов червячных колес

Особенность выбора допускаемых напряжений для червячных передач связана с различной склонностью материалов к усталостному разрушению, заеданию, износу, с относительно малыми частотами вращения колес и высокими скоростями скольжения.

Допускаемые напряжения для материала венца червячного колеса определяют в зависимости от группы материала, твердости витков червяка, скорости скольжения и ресурса работы передачи. Зависимости для определения допускаемых контактных напряжений приведены в табл. 9, а допускаемых напряжений изгиба – в табл. 11.

Таблица 9. – Допускаемые контактные напряжения материала венца червячного колеса

Группа материалов	Червяк улучшенный $H \leq 350\text{HB}$	Червяк закаленный $H \geq 45\text{HRC}$
	$[\sigma_H]$, МПа	
1	$0,75\sigma_B C_V K_{HL}$	$0,9\sigma_B C_V K_{HL}$
2	$250 - 25V_{ск}$	$300 - 25V_{ск}$
3	$175 - 35V_{ск}$	$200 - 35V_{ск}$

Коэффициент C_V , учитывающий интенсивность изнашивания материала колес принимают в зависимости от скорости $V_{ск}$ скольжения по табл. 10 или по формулам

$$C_V = 1,66V_{ск}^{-0,352}; C_V = 1,46 - \frac{V_{ск}}{7,29} \left(1 - \frac{V_{ск}}{20,2} \right)$$

Таблица 10. – Значение коэффициента C_V

$V_{ск}, м/с$	<1	2	3	4	5	6	7	> 8 м
C_V	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Коэффициент долговечности K_{HL} при расчете на контактную прочность определяют по зависимости:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}},$$

где 10^7 – базовое число циклов нагружение;

$$N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T} \right)^4 t_i n_i - \text{эквивалентное число циклов нагружение};$$

T_i – вращающий момент на червячном колесе;

t_i – время работы при режиме i ;

n_i – частота вращения червячного колеса при режиме i ;

k – число ступеней на графике нагрузки.

Если $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, то принимают $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$.

Таблица 11. – Допускаемые напряжения изгиба материала венца червячного колеса

Группа материалов	Нереверсивная передача	Реверсивная передача
	[σ_F], МПа	
1	$(0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T)K_{HL}$	$0,16\sigma_B K_{FL}$
2		
3	$0,22\sigma_{ви} K_{FL}$	$0,175\sigma_{ви} K_{FL}$

Коэффициент долговечности K_{FL} при расчете на изгибную прочность определяют по зависимости:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{HE}}},$$

где 10^6 – базовое число циклов нагружение;

$$N_{FE} = 60 \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T} \right)^9 t_i n_i - \text{эквивалентное число циклов нагружение.}$$

Если $N_{FE} < 10^6$, то принимают $N_{FE} = 10^6$. если $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то принимают $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$.

Для проверки червячных передач на прочность при кратковременных перегрузках предельные допускаемые напряжения рассчитывают в соответствии с табл. 12.

Таблица 12. – Предельные допускаемые напряжения при пиковых нагрузках

Группа материала	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_F]_{\max}$
1 группа	$4\sigma_T$	$0,8\sigma_T$
2 группа	$2\sigma_T$	$0,8\sigma_T$
3 группа	$1,65\sigma_{\text{ВИ}}$	$0,75\sigma_{\text{ВИ}}$

13. Коэффициент нагрузки. Расчетная нагрузка

Из-за неизбежных ошибок изготовления червяков и червячных колес, а также из-за прогибов валов червяка и колеса под нагрузкой в реальной червячной передаче силы, действующие в зацеплении, превышают теоретические. Для учета указанных факторов используют расчетную нагрузку, получаемую умножением номинальной нагрузки на коэффициент нагрузки K

$$K = K_\beta K_V,$$

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки по длине зубьев червячного колеса,

K_V – коэффициент динамичности.

Концентрация нагрузки в основном вызывается прогибом вала червяка, так как у него значительное расстояние между опорами, а диаметр относительно небольшой. Вследствие прогиба вала червяка нарушается правильное зацепление между витками червяка и зубьями червячного колеса.

До приработки коэффициент концентрации нагрузки выражают следующей зависимостью:

$$K_\beta^0 = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3,$$

где θ – коэффициент деформации червяка, зависящий от значений q и z_1 (табл.13).

Таблица 13. – Значение коэффициента θ деформации червяка

z_1	Коэффициент диаметра червяка q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
4	47	70	98	122	137	157

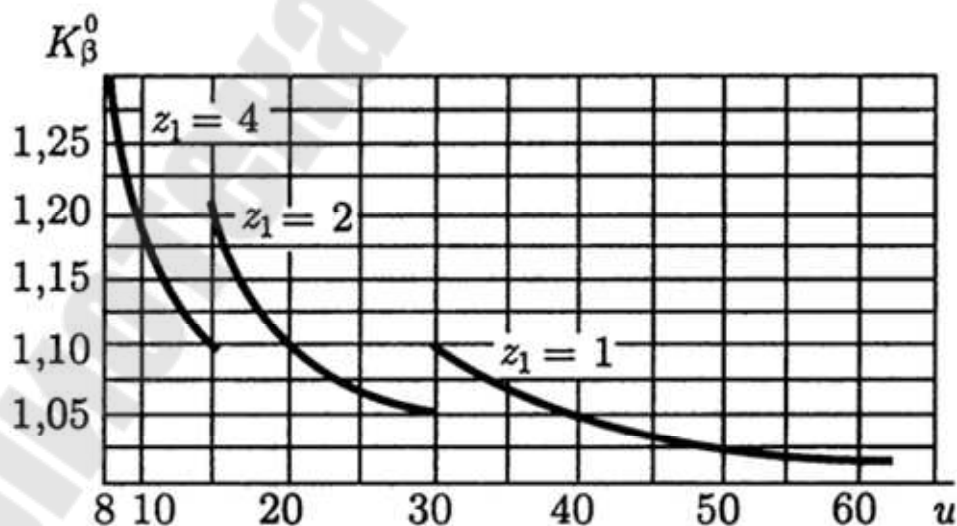


Рис. 24. Зависимость коэффициента концентрации K_β^0 в зависимости от передаточного числа u и числа заходов червяка

Значение коэффициента концентрации K_{β}^0 до приработки можно определить в зависимости от передаточного числа (рис. 24).

Зубья червячного колеса, изготовленные из антифрикционных материалов, хорошо прирабатываются. Приработка – это износ наиболее нагруженных участков зубьев, после чего нагрузка перераспределяется по зубу и становится более равномерной. При постоянной внешней нагрузке происходит полная приработка и коэффициент концентрации $K_{\beta} = 1$.

При переменной нагрузке имеет место частичная приработка, и коэффициент концентрации нагрузки определяют по зависимости:

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X),$$

где X – коэффициент, учитывающий режим нагружения передачи

$$X = \frac{1}{T_2} \frac{\sum_i^k T_{2i} t_i}{\sum_i^k t_i},$$

где $\sum_i^k t_i$ – продолжительность работы за полный срок службы;

t_i – продолжительность работы под нагрузкой T_{2i} .

В некоторых случаях при расчетах принимают: при постоянной нагрузке $X = 1$; при переменной нагрузке $X \approx 0,6$; при значительных колебаниях нагрузки $X \approx 0,3$.

Червячные передачи отличаются плавной и спокойной работой поэтому коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, которая возникает в зацеплении, имеет невысокое значение и ориентировочно рассчитывают по зависимости:

$$K_V = 0,3 + 0,1n + 0,02V_{ск},$$

где n – порядковый номер степени точности передачи.

По аналогии с косозубой передачей удельная расчетная нагрузка $q_{\text{ч}}$ для червячных передач

$$q_{\text{ч}} = \frac{F_n K}{l_{\Sigma}} = \frac{F_{t2} K}{l_{\Sigma} \cos \beta \cos \gamma},$$

где l_{Σ} – суммарная длина контактной линии.

Ширина червячного колеса по дуге окружности выражается через делительный диаметр d_1 и условный угол обхвата 2δ в градусах

$$b_2 = \pi d_1 \frac{2\delta}{360^\circ}.$$

Длина контактных линий

$$l_{\Sigma} = \frac{0,75 b_2 \varepsilon_{\alpha}}{\cos \gamma} = \frac{0,75 \pi d_1 2\delta \varepsilon_{\alpha}}{\cos \gamma 360^\circ},$$

где 0,75 – коэффициент, учитывающий уменьшение поля зацепления;
 ε_{α} – торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса ($\varepsilon_{\alpha} = 1,8 \dots 2,2$);

2δ – условный угол обхвата ($2\delta \approx 100^\circ$).

Тогда суммарная длина контактных линий в среднем

$$l_{\Sigma} = \frac{1,3 d_1}{\cos \gamma}.$$

Удельная расчетная нагрузка в этом случае будет

$$q_{\text{ч}} = \frac{F_{t2} K}{1,3 d_1 \cos \beta}.$$

14. Расчет на прочность по контактным напряжениям

Несущая способность передач с цилиндрическими червяками основных типов весьма близка (кроме передач с вогнутым профилем

витка червяка). Поэтому расчеты для передач с архимедовым червяком распространяют на передачи с другими цилиндрическими червяками.

В качестве исходной формулы принимают формулу Герца для начального линейного контакта двух цилиндров по их образующим

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_{\text{ч}} E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2\pi(1 - \mu^2)}} \leq [\sigma_H],$$

где $q_{\text{ч}} = \frac{F_{t2} K}{1,3 d_1 \cos \beta}$ – удельная расчетная нагрузка в червячном зацеплении;

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \text{ – приведенный модуль упругости;}$$

μ – модуль упругости;

$\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны, определяемый из выражения

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2},$$

где $\rho_1 = \infty$ – радиус кривизны профиля червяка в нормальном сечении;

$$\rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos^2 \gamma} \text{ – радиус кривизны червячного колеса, выраженный}$$

через радиус кривизны эквивалентного прямозубого колеса.

В этом случае

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\infty} + \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha} = \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha}.$$

Подставляя в формулу Герца $q_{\text{ч}}$, $E_{\text{пр}}$ и $\frac{1}{\rho_{\text{пр}}}$, принимая, что

$$\alpha = 20^\circ; \mu = 0,3; E_1 = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа (для стали); } E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

(для бронзы), и выполняя преобразования с учетом равенств $d_1 = mq$; $d_2 = mz_2$; $m = 2a_w / (z_2 + q)$, получаем

$$\sigma_H = \frac{5400}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w}\right)^3} T_2 K \leq \sigma_{HP}.$$

Для проектного расчета решим данное уравнение относительно межосевого расстояния a_w

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{5400}{\sigma_{HP} z_2 / q}\right)^2 T_2 K}.$$

Для расчета межосевого расстояния в зависимости от передаточного числа назначают число заходов червяка, затем рассчитывают число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 u$ и задаются коэффициентом диаметра червяка q (8; 10; 12,5; 14; 16; 20), чтобы выполнялось условие $q \geq 0,212z_2$.

Полученное расчетом межосевое расстояние червячной передачи округляют в большую сторону до стандартной червячной пары по ГОСТ 2144-76: 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400 и т. д.

Коэффициент смещения при принятом межосевом расстоянии определяют по формуле:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q).$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение x допускается до $-1 \leq x \leq +1$. Если при расчете x это условие не выполняется, то следует варьировать значениями q и z_2 . При этом z_2 рекомендуется изменить в пределах 1...2 зубьев, чтобы не превысить допустимое отклонение передаточного числа Δu , а значение q принять в пределах $q \approx (0,212...0,25)z_2$.

Для нестандартной червячной передачи межосевое расстояние округляют до ближайшего значения ряда нормальных линейных размеров.

15. Расчет на прочность по напряжениям изгиба

В редких случаях при большом числе зубьев червячного колеса ($z_2 > 90$) и для ручных червячных передач может оказаться, что размеры зацепления, определенные из условия контактной выносливости, не удовлетворяют условию прочности зубьев на изгиб. В этом случае проектный расчет червячной передачи целесообразно произвести по условию прочности зуба на изгиб, который заключается в определении модуля зацепления по зависимости:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{1,5T_2KY_F \cos \gamma}{qz_2[\sigma_F]}}$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зубьев червячного колеса, который выбирают по эквивалентному числу зубьев колеса $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$ в соответствии с табл. 14.

Таблица 14. – Значение коэффициента формы зуба червячного колеса

z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
z_{v2}	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Предварительно принимают $q = 12,5$, а затем уточняют эту величину.

После определения геометрических параметров червячной передачи и уточнения передаточного числа, скорости скольжения, коэффициента полезного действия и коэффициента нагрузки, осуществляют проверочные расчеты.

16. Проверочный расчет червячной передачи на усталость при действии контактных напряжений

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов червячной пары

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[(1-\mu_1^2)E_2 + (1-\mu_2^2)E_1]}}, \text{ МПа}^{0,5}$$

где $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ – модуль упругости материала червяка;

E_2 – модуль упругости материала венца червячного колеса;

$\mu_1 = 0,3$ – коэффициент Пуассона материала червяка;

μ_2 – коэффициент Пуассона материала венца червячного колеса.

Таблица 15. – Характеристики материалов венца червячного колеса

Материал	Способ отливки	Твердость H_2 (НВ)	Модуль упругости E_2 , МПа	Коэффициент Пуассона μ_2
Бр010Ф1	П	80...100	$0,74 \cdot 10^5$	0,335
	К	100...120	$1,01 \cdot 10^5$	
БрОНФ	Ц	100...120	$0,98 \cdot 10^5$	0,335
Бр06Ц6С3	П	60	$0,74 \cdot 10^5$	0,335
	К	60...76	$0,74 \cdot 10^5$	
Бр05Ц5С6	К	60...76	$0,74 \cdot 10^5$	0,335
БрА10Ж4Н4Л	П	170	$1,0 \cdot 10^5$	0,35
	К; Ц	170...225	$1,0 \cdot 10^5$	0,35
БрА9Ж3Л	П	110	$1,0 \cdot 10^5$	0,35
	К	110...140	$1,0 \cdot 10^5$	0,35
	Ц	120...140	$1,2 \cdot 10^5$	0,35
СЧ20	П	170...240	$1,0 \cdot 10^5$	0,25

Примечание. Способы отливки: Ц - центробежный, К – в кокиль, П – в песок (при единичном производстве).

Значения твердости, модуля упругости и коэффициента Пуассона для некоторых материалов венца червячного колеса приведены в табл. 15.

Коэффициент, учитывающий форму поверхностей червячной пары, зависит от вида червяка и его рассчитывают по зависимостям: для архимедова червяка

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \gamma_w}{\sin 2\alpha_{nw}}},$$

для эвольвентного червяка

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos^2 \gamma_w}{\cos \alpha_n \sin \gamma_b \cos \gamma}},$$

где $\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2x}$ – начальный угол подъема линии витка червяка;

$\alpha_{nw} = \arctg(\tg \alpha_k \cos \gamma)$ – угол профиля витка в нормальном сечении начальном цилиндре;

$\alpha_k = 20^0$ – угол профиля в осевом сечении витка архимедова червяка;

$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$ – делительный угол подъема линии витка червяка

(табл. 16);

$\alpha_n = 20^0$ – угол профиля в нормальном сечении зуба рейки, сопряженной с эвольвентным червяком;

$\gamma_b = \arccos(\cos \alpha_n \cos \gamma)$ – основной угол подъема линии витка эвольвентного червяка.

Таблица 16. – Делительный угол подъема линии витка

z_1	Коэффициент диаметра червяка, q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	7°07'30"	5°42'38"	4°34'26"	4°05'09"	3°34'35"	2°51'45"
2	14°02'10"	11°18'36"	9°05'25"	8°07'48"	7°07'30"	5°42'38"
4	26°33'54"	21°48'05"	17°44'41"	15°56'43"	14°02'10"	11°18'36"

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha} K_{\varepsilon}}},$$

где $\varepsilon_{\alpha} = 1,95 - \frac{3,9}{z_2}$ – коэффициент торцового перекрытия для червячной передачи;

$K_{\varepsilon} \approx 0,75$ – коэффициент, учитывающий изменение длины контактной линии.

Коэффициент, учитывающий условный угол обхвата

$$Z_{\delta} = \sqrt{\frac{360^{\circ}}{2\delta}}.$$

Уточнения коэффициента нагрузки осуществляют следующим образом.

Для окончательного выбранного значения q находят θ и рассчитывают коэффициент K_{β} для полученного θ и окончательно принятого z_2 .

С учетом действительной скорости скольжения $V_{ск}$ и степени точности определяют коэффициент K_V , а затем рассчитывают действительный коэффициент нагрузки K .

Уточняют действительное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ с учетом действительной скорости скольжения $V_{ск}$.

Условие прочности по контактным напряжениям в этом случае имеет вид:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_{\varepsilon} Z_{\delta} \frac{25,2}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_{wl}}} \leq [\sigma_H],$$

где T_2 в Нм; d_2 и d_{wl} в мм, $[\sigma_H]$ в МПа.

Допускается недогрузка передачи не более 15% и перегрузка до 5%. Если условие не выполняется, то необходимо выбрать другую марку материала венца червячного колеса и повторить расчет передачи.

17. Проверка зубьев червячного колеса на усталость при изгибе

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий

$$Y_\varepsilon = \frac{\cos \gamma_w}{\varepsilon_\alpha K_\varepsilon}.$$

Коэффициент, учитывающий условный угол обхвата

$$Y_\delta = \frac{360^\circ}{2\delta}.$$

Коэффициент, учитывающий наклон зуба червячного колеса

$$Y_\gamma = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ}.$$

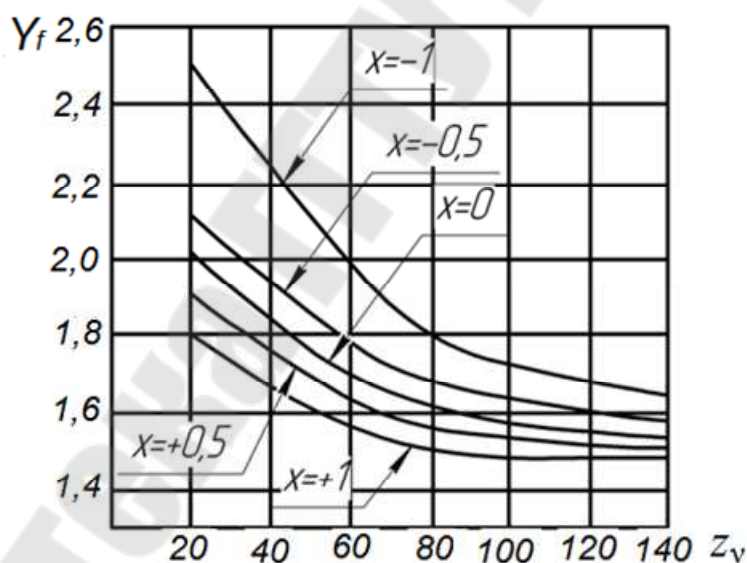


Рис. 25. Определение коэффициент формы зуба Y_f

Коэффициент формы зуба Y_{f2} выбирают в зависимости от коэффициента смещения x и приведенного числа зубьев z_{v2} (рис. 25).

Условие прочности зубьев червячного колеса на усталость при изгибе имеет вид:

$$Y_\varepsilon Y_\delta Y_\gamma Y_F \frac{F_{t2} K}{\pi d_{w1} m} \leq [\sigma_F].$$

18. Проверочный расчет на статическую прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки

Дальнейшие проверочные расчеты покажем на примере привода цепного конвейера (рис. 26), состоящего из двигателя 1, муфты 2, червячного редуктора 3, открытой цилиндрической передаче 4 и приводного вала со звездочками 5.

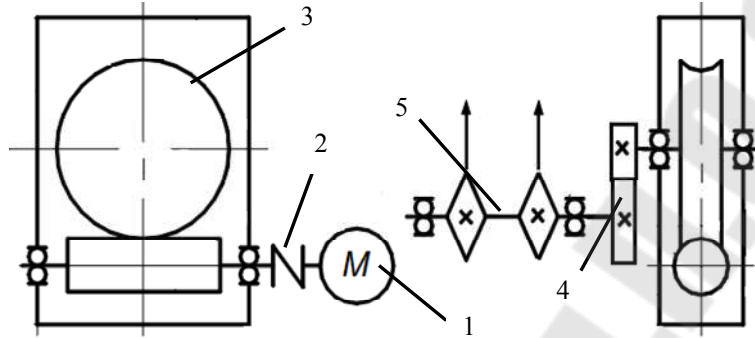


Рис. 26. Привод цепного конвейера

Изменение нагрузки привода в течение рабочего цикла показано на рис. 27.

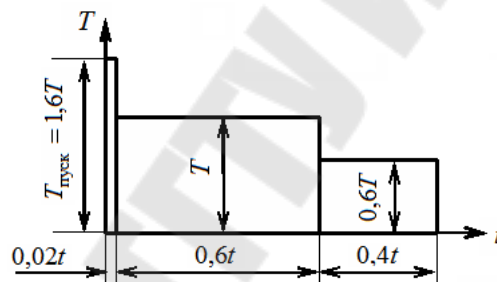


Рис. 27. Циклограмма нагружения

Расчет зубьев на статическую прочность заключается в проверке отсутствия остаточной деформации или хрупкого разрушения под действием максимальной кратковременной действующей нагрузки.

Действие пиковой нагрузки оценивают коэффициентом перегрузки

$$K_{\text{п}} = \frac{T_{\text{пуск}}}{T_1}$$

Остаточная деформация или хрупкое разрушение поверхностного слоя зубьев колеса предотвращается при выполнении следующих условий:

по контактным напряжениям $\sigma_{H \max 2} = \sigma_{H2} \sqrt{K_{\text{п}}} \leq [\sigma_{H \max 2}]$;

по напряжениям изгиба $\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} K_{\text{п}} \leq [\sigma_{F \max 2}]$.

19. Предварительный расчет валов редуктора и конструирование червяка и червячного колеса

Диаметры выходных концов валов редуктора определяют по зависимости:

$$d_{\text{в}} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{\text{в}}}{0,2[\tau]}}$$

где $T_{\text{в}}$ – крутящий момент на валу;

$[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение.

Обычно в расчетах допускаемое касательное напряжения принимают $[\tau] = 20$ МПа.

Диаметр выходного конца вала червяка $d_{\text{в1}}$ (рис. 28) не должен существенно отличаться от вала электродвигателя $d_{\text{эл}}$, поскольку при большой их разности усложняется соединение валов муфтой. В связи с этим обычно принимают

$$d_{\text{в1}} = (0,8 \dots 1,0) d_{\text{эл}}$$

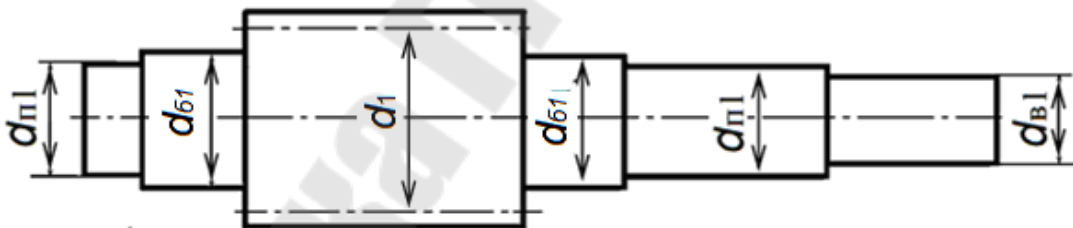


Рис. 28. Вал червяка

Предпочтительно принимать $d_{\text{в1}} = d_{\text{эл}}$.

Диаметр вала под манжетой и подшипником

$$d_{\text{н1}} = (1,06 \dots 1,1) d_{\text{в1}}$$

Полученное значение округлить до числа, кратного 5.

Диаметр буртика или втулки для упора подшипника

$$d_{61} = d_{\text{н1}} + 4f,$$

где f – размер фаски детали, устанавливаемой на валу, принимают в зависимости от диаметра d (табл. 17)

Таблица 17. – Размер фаски

Диаметр d , мм	20...30	32...40	42...50	52...70	71...110
Размер фаски, мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5

Полученное значение d_{01} согласовать с нормальными линейными размерами по ГОСТ 6636-69 (табл. 18).

Таблица 18. – Линейные размеры по ГОСТ 6636-69

Ряд	Размеры
R5	6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100
R10	6,3; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100
R20	6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100
R40	6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 90; 95; 100
Примечание: Применение рядов с более крупной градацией предпочтительно.	

Аналогично определяют диаметры участков вала червячного колеса (рис. 29)

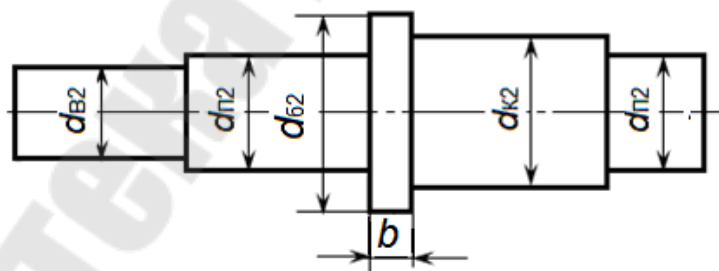


Рис. 29. Вал червячного колеса

Ширину b буртика при действии значительных осевых сил определяют из условия прочности на срез. В остальных случаях принимают по конструктивным соображениям $b = 4...8$ мм.

Определение геометрических размеров червяка (стр.14) и червячного колеса (стр. 17) были рассмотрены ранее.

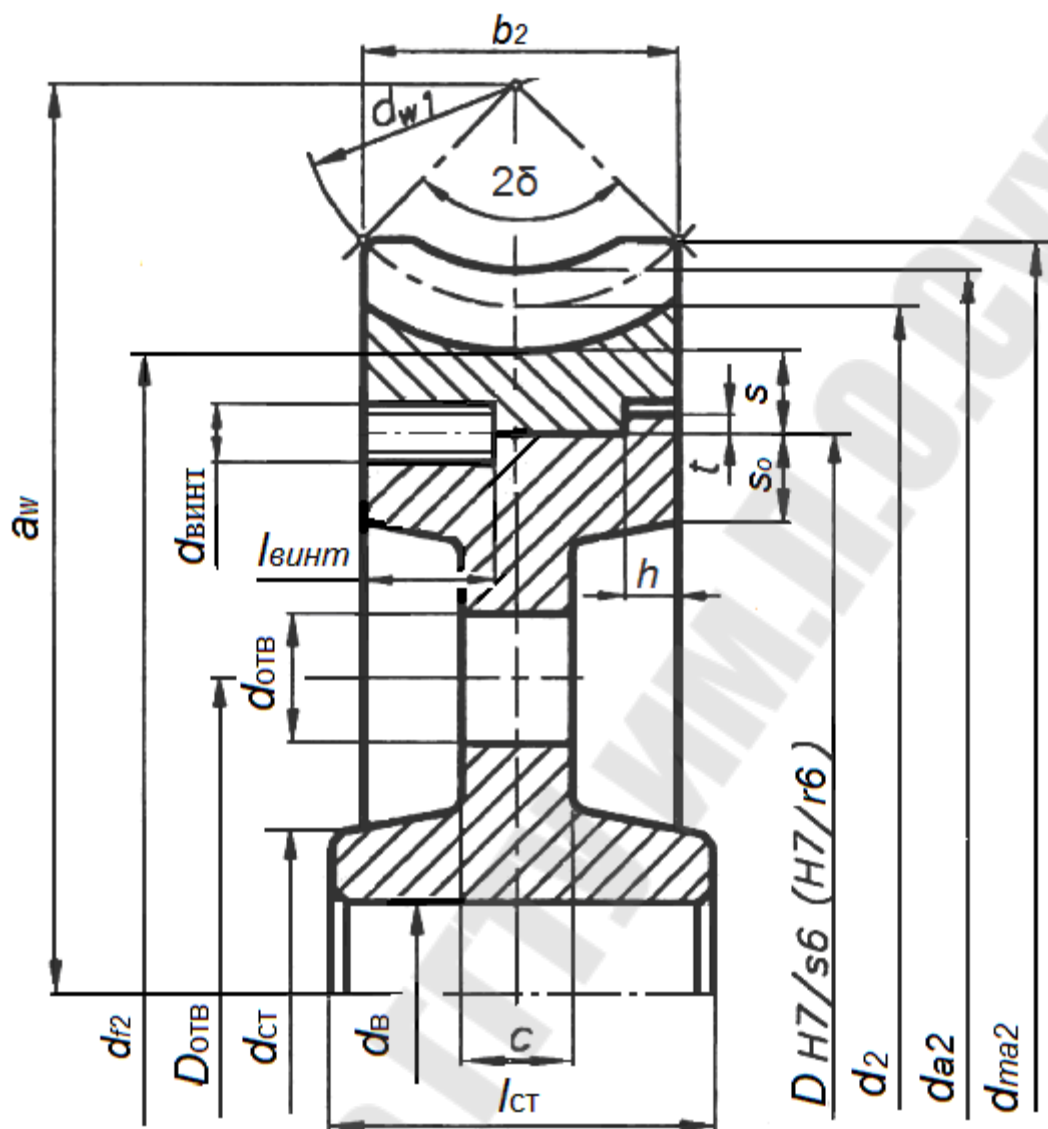


Рис. 30. Червячное колесо

Конструктивные размеры элементов червячного колеса с на-прессованным венцом при наличии буртика (рис. 30) рекомендуется определять по следующим соотношениям:

толщина венца $s = 2m \geq 10$ мм;

толщина диска $s_0 = (1 \dots 1,25)s$;

ширина буртика $h = (0,15 \dots 0,2)b_2$;

высота буртика $t = 0,8h$;

толщина диска $c = (0,25 \dots 0,35)b_2$;

диаметр стальной ступицы $d_{ст} = 1,55d_B$;

диаметр чугунной ступицы $d_{ст} = 1,6d_B$;

длина ступицы $l_{ст} = (1,0 \dots 1,5)d_B$;

диаметр отверстия $d_{\text{отв}} \geq 25$ мм;

диаметр окружности отверстий $D_{\text{отв}} = 0,5(d_{f2} + d_{\text{ст}}) - (s + s_0)$;

количество отверстий $n_{\text{отв}} = 4 \dots 6$;

диаметр винта $d_{\text{винт}} = (1,2 \dots 1,5)m$;

длина винта $l_{\text{винт}} = (0,3 \dots 0,4)b_2$;

посадочный диаметр венца червячного колеса $D = d_{f2} - 2s$.

20. Конструктивные размеры корпуса и крышки червячного редуктора

Толщина стенок корпуса и крышки червячного редуктора

$$\delta = 0,04a_w \geq 8 \text{ мм}; \quad \delta_1 = 0,032a_w.$$

Толщина верхнего фланца корпуса

$$s = (1,5 \dots 1,75)\delta.$$

Толщина нижнего фланца корпуса

$$s_2 = 2,35\delta.$$

Толщина фланца крышки червячного редуктора

$$s_1 = (1,5 \dots 1,75)\delta.$$

Диаметр фундаментных болтов

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036)a_w + 12$$

Диаметр болтов, стягивающих корпус и крышку у бобышек

$$d_2 = 0,7 \dots 0,75)d_1.$$

Диаметр болтов, стягивающих фланцы корпуса и крышки

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6)d_1.$$

Диаметр винтов для крепления крышки подшипника

$$d_4 \text{ (табл. 20)}$$

Диаметр винтов для крепления крышки смотрового отверстия

$$d_5 = 0,4d_1 \geq 6 \text{ мм.}$$

Размер диаметра отверстия под болт или винт

$$d_{0i} = 1,1d_i.$$

Расстояние от внутренней стенки редуктора до торца вращающейся детали

$$c = (1,0 \dots 1,2)\delta.$$

Расстояние от торца подшипника качения до внутренней стенки корпуса червячного редуктора:

$c_1 = 8 \dots 12$ мм – в зависимости от конструкции мазезадерживающего кольца;

$c_1 = 0$ – если по условиям смазки мазезадерживающее кольцо не предусматривается.

Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев червячного колеса до внутренней поверхности стенки редуктора

$$c_4 = 1,2\delta.$$

Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся вместе с валом, до неподвижных наружных частей редуктора

$$c_7 = 5 \dots 8 \text{ мм.}$$

Ширина фланцев разъема корпуса

$$S = \delta + K + 6,$$

где K – размер, зависящий от диаметра болта d_2 (табл. 19).

Таблица 19. – Значение размера K

d_2 , мм	M8	M10	M12	M16	M20	M24
K , мм	24	28	33	40	48	55

21. Конструктивные размеры крышки подшипника и стакана

Крышки подшипников и стаканы не рассчитывают на прочность, а их размеры принимают конструктивных соображений, основываясь на опыте эксплуатации.

Торцовая глухая крышка, крепящаяся к редуктору винтами, показана на рис. 31.

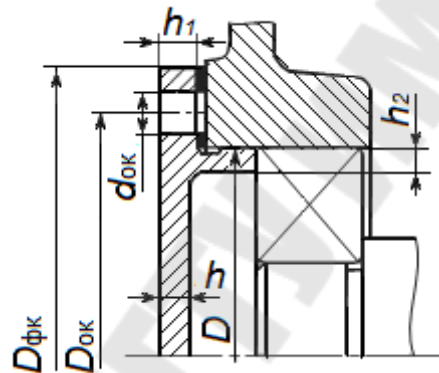


Рис. 31. Торцовая глухая крышка

Определяющим параметром при конструировании крышки является диаметр D отверстия в корпусе под подшипник (табл. 20).

Таблица 20. – Параметры торцовой глухой крышки подшипника

D , мм	50...60	65...75	75...95	100...145	150...220
h , мм	5	6	6	7	8
d_4 , мм	6	8	8	10	12
$d_{ок}$, мм	7	9	9	11	13
z	4	4	6	6	6
h_1	$1,2h$				
h_2	$(0,9...1)h$				
$D_{фк}$	$D + (4...4,4)d_4$				
$D_{ок}$	$0,5(D + D_{фк})$				

Торцовая сквозная крышка показана на рис 32.

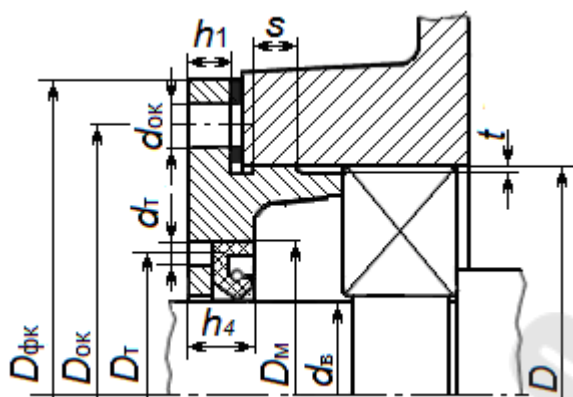


Рис. 32. Торцовая сквозная крышка подшипника

Параметры торцовой сквозной крышки определяют следующим образом.

Толщина фланца h_1 , диаметр фланца $D_{фк}$, диаметр отверстия под винт $d_{ок}$, число винтов z и их диаметр d_4 , а также диаметр окружности центров отверстий крепления крышки $D_{ок}$, выбирают в соответствии с рекомендациями табл. 20.

Размеры резиновой манжеты (рис. 33), применяемой для уплотнения, принимают в соответствии с табл. 21.

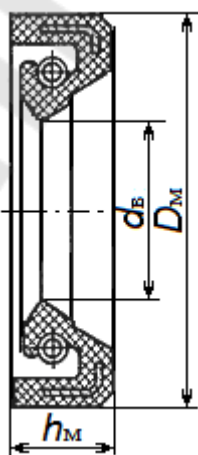


Рис. 33. Манжета резиновая

Толщина h_4 сквозной крышки

$$h_4 = h_m + 3...4 \text{ мм.}$$

Диаметр технологического отверстия

$$d_T = 3 \dots 3,5 \text{ мм.}$$

Количество технологических отверстий $z_T = 3$.

Диаметр окружности центров технологических отверстий

$$D_T \approx D_M - (1,2 \dots 1,3)d_T.$$

Размер $t = 0,5$ мм.

Таблица 21. – Размеры резиновой манжеты, мм

d_B	D_M	h_M	d_B	D_M	h_M
20,21,22,24	40	10	55; 56; 58	80	10
25	42	10	60	85	10
26	45	10	63; 65	90	10
28	50	10	70; 71	95	10
30; 32	52	10	75	100	10
35; 36	58	10	80	105	10
38	58	10	85	110	12
40	60; 62	10	90; 92; 95	120	12
42	62	10	100	125	12
45	65	10	105	130	12
48; 50	70	10	110	135	12
52	75	10	115	145	12

Чтобы обеспечить сопряжение поверхности фланца крышки и торца корпуса редуктора, на цилиндрической центрирующей поверхности перед торцом фланца делают канавку (рис. 34), размеры которой приведены в табл. 22.

При этом нужно учитывать, что $d = D$.

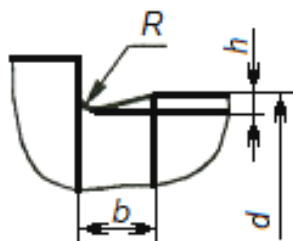


Рис. 34. Технологическая канавка

Таблица 22. – Размеры технологической канавки, мм

d	b	h	R
Свыше 10 до 50	3	0,25	1,0
Свыше 50 до 100	5	0,5	1,6
Свыше 100	8	0,5	2,0

Так как положение крышки при сборке определяет ее фланец, то поясok с центрирующей цилиндрической поверхностью обычно принимают $s \approx h$, чтобы он не мешал установки крышки по торцу корпуса.

Для размещения подшипников фиксирующей опоры вала червяка применяют стаканы (рис. 35).

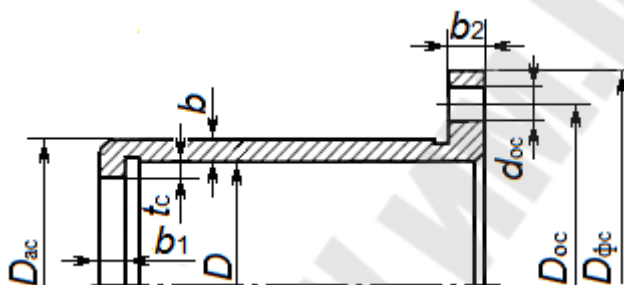


Рис. 35. Стакан

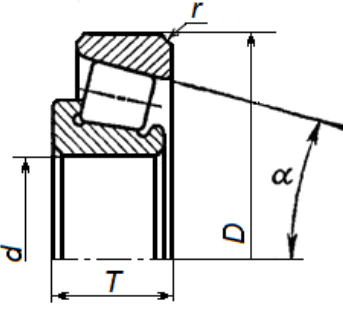
Толщину b стенки, диаметр винта d_5 и число винтов крепления стакана к корпусу редуктора назначают в зависимости от диаметра D отверстия под подшипник (табл. 23).

Таблица 23. – Конструктивные размеры стакана

D , мм	<50	50...62	62...145	100...145	150...220
b , мм	4...5	5...7	7...9	9...11	11...13
d_5 , мм	6	6	8	10	12
$d_{ос}$, мм	7	7	9	11	13
z	4	4	4	6	6
b_1	b				
b_2	$1,2b$				
$D_{ак}$	$D + 2b$				
$D_{фс}$	$D + (4...4,4)d_5$				
$D_{фо}$	$0,5(D_{ак} + D_{фс})$				
t_c	$(1,3...1,5)r$				

Примечание: r – радиус скругления наружного кольца подшипника (табл. 24)

Таблица 24. – Параметры конического подшипника



Обозначение	Размеры, мм				Угол, град	Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки	
	d	D	T	r	α	C	C_o	e	y
Легкая серия									
7204	20	47	15,5	1,5	14	16,0	16,6	0,35	1,7
7205	25	52	16,5	1,5	14	29,2	21,0	0,37	1,6
7206	30	62	17,5	1,5	14	38,0	25,5	0,37	1,6
7207	35	72	18,5	2,0	14	48,4	32,5	0,37	1,6
7208	40	80	20,0	2,0	14	58,3	40,0	0,37	1,6
7209	45	85	21,0	2,0	15	62,7	50,0	0,40	1,5
7210	50	90	22,0	2,0	14	70,4	55,0	0,43	1,4
7211	55	100	23,0	2,5	15	84,2	61,0	0,40	1,5
7212	60	110	24,0	2,5	13	91,3	70,0	0,40	1,5
7213	65	120	25,0	2,5	14	108,0	78,0	0,40	1,5
7214	70	125	26,5	2,5	14	119,0	89,0	0,43	1,4
7215	75	130	27,5	2,5	15	130,0	100,0	0,43	1,4
Средняя серия									
7304	20	52	16,5	2,0	11	25,0	17,7	0,30	2,03
7305	25	62	18,5	2,0	14	29,6	20,9	0,36	1,66
7306	30	72	21,0	2,0	14	40,0	29,9	0,34	1,78
7307	35	80	23,0	2,5	12	48,1	35,3	0,32	1,88
7308	40	90	25,5	2,5	11	61,0	46,0	0,28	2,16
7309	45	100	27,5	2,5	11	76,1	59,3	0,29	2,09
7310	50	110	29,5	3,0	12	96,6	75,9	0,31	1,94
7311	55	120	32,0	3,0	13	102,0	81,5	0,33	1,80
7312	60	130	34,0	3,5	12	118,0	96,3	0,30	1,97
7313	65	140	36,5	3,5	12	134,0	111,0	0,30	1,97
7314	70	150	38,5	3,5	12	168,0	137,0	0,31	1,94
7315	75	160	40,5	3,5	12	148,0	148,0	0,33	1,83

Чтобы обеспечить сопряжения торцов фланца стакана и корпуса редуктора по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности стакана перед торцом фланца делают канавку. Такую же канавку выполняют перед заплечиком стакана, по торцу которого устанавливают наружное кольцо подшипника. Размеры канавок приведены в табл. 22.

22. Компоновка червячного редуктора

Компоновка червячного редуктора выполняется после завершения прочностных расчетов червячной передачи и конструктивных параметров червяка, червячного колеса, валов, корпуса редуктора, крышек подшипников и стакана, а также выбора типа подшипника и способа их установки.

Компоновка выполняется для:

- 1) размещения внутри редуктора червячной передачи так, чтобы получить минимальные внутренние размеры редуктора;
- 2) определения расстояний между опорами валов и длин консольных участков;
- 3) определение точек приложения сил, нагружающих валы.

На рис. 36 показан компоновочный чертеж червячного редуктора с фиксированными опорами вала червяка и червячного колеса.

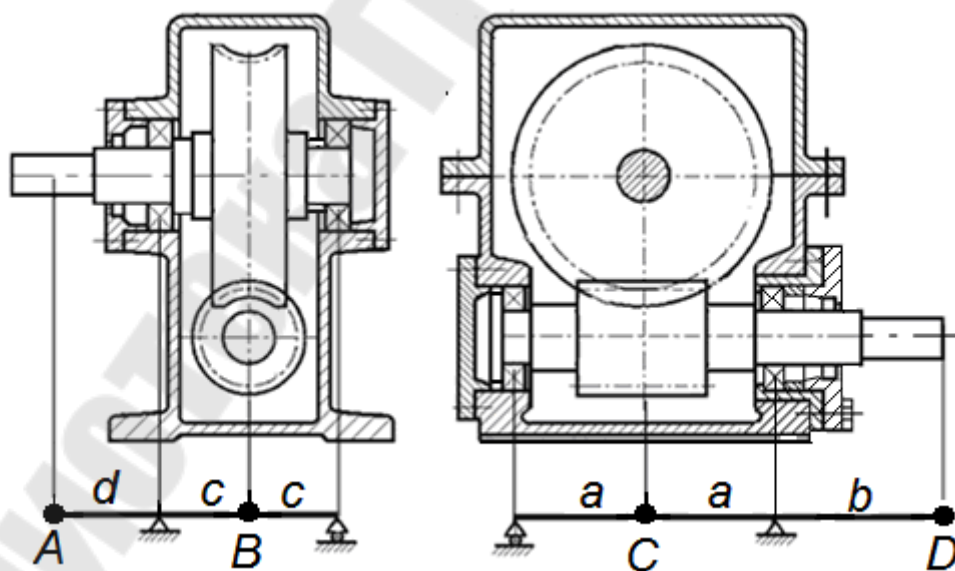


Рис. 36. Компоновка червячного редуктора с фиксированными опорами

В сечениях *A*, *B*, *C* и *D* приложены соответственно силы от зубчатого колеса, червячного колеса, червяка и муфты.

На рис. 37 показана одна проекция компоновочного чертежа с указанием размеров, ранее рассчитанных.

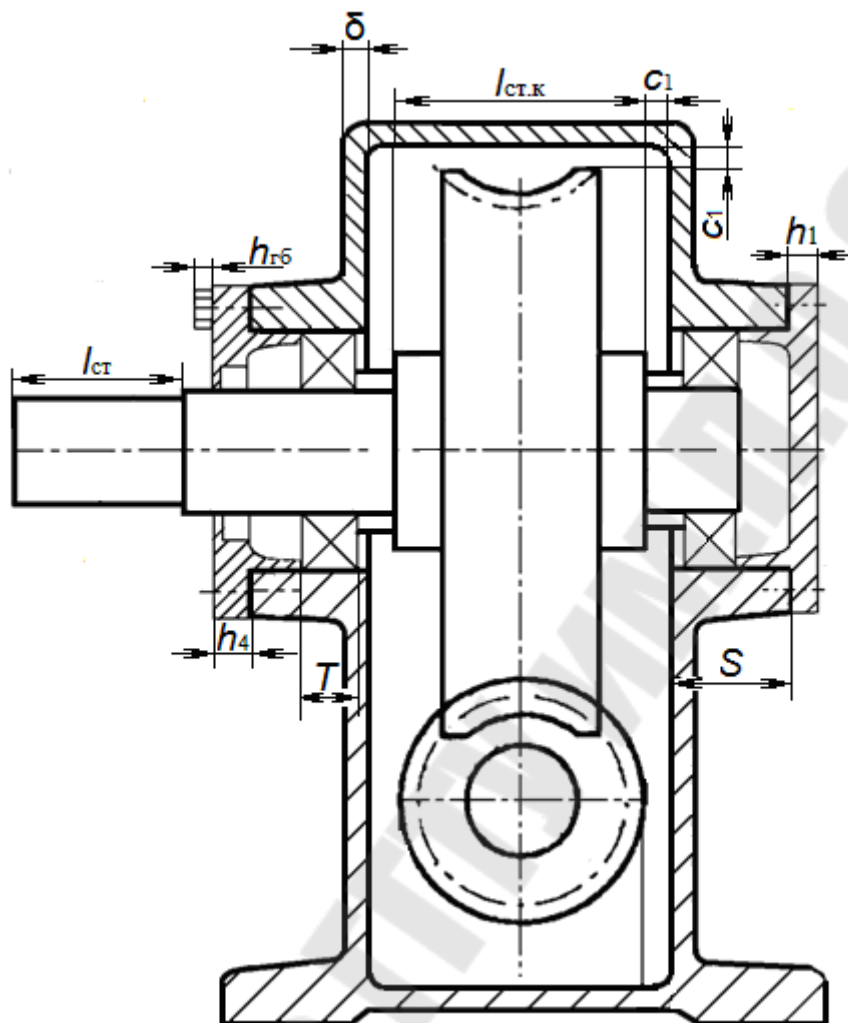


Рис. 37. Вид червячного редуктора

При составлении расчетных схем валов червяка и червячного колеса назначают роликовые конические подшипники лёгкой или средней серии (табл. 24), установленные в «распор».

Для конических однорядных роликоподшипников (рис. 38) точка приложения реакции смещается от средней плоскости, и ее положение определяется расстоянием a , измеренным от широкого торца наружного кольца

$$a = 0,5[T + 0,33e(D + d)].$$

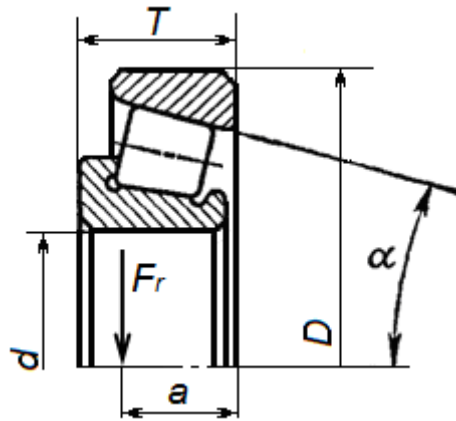


Рис. 38. Точка приложения радиальной силы

С достаточной точностью можно принять, что конических одно-рядных роликоподшипников точка приложения реакции лежит в средней плоскости, тогда $a = 0$.

В случае, когда наружный диаметр витков червяка d_{a1} меньше чем наружный диаметр подшипника D , стакан, как правило, не применяется (рис. 39)

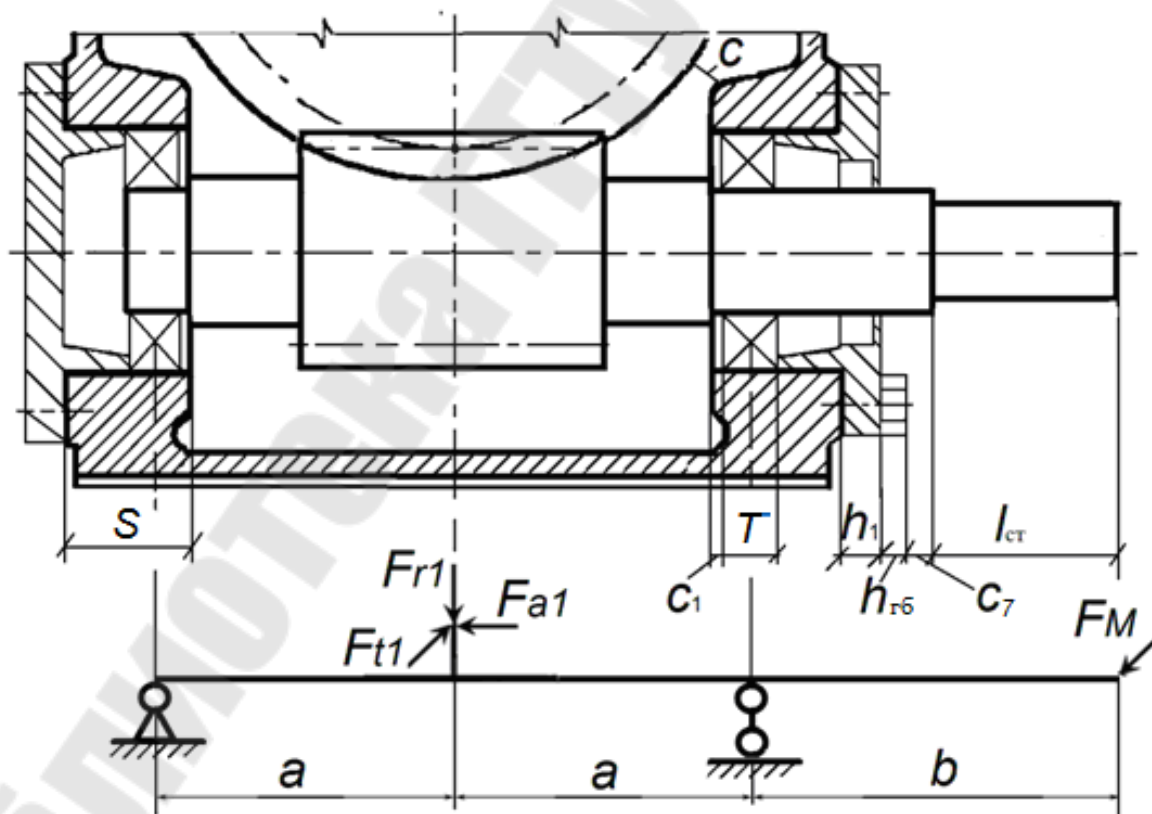


Рис. 39. Конструкция подшипникового узла без стакана

При конструировании червячного редуктора с «плавающей опорой», его компоновка будет вид (рис. 40).

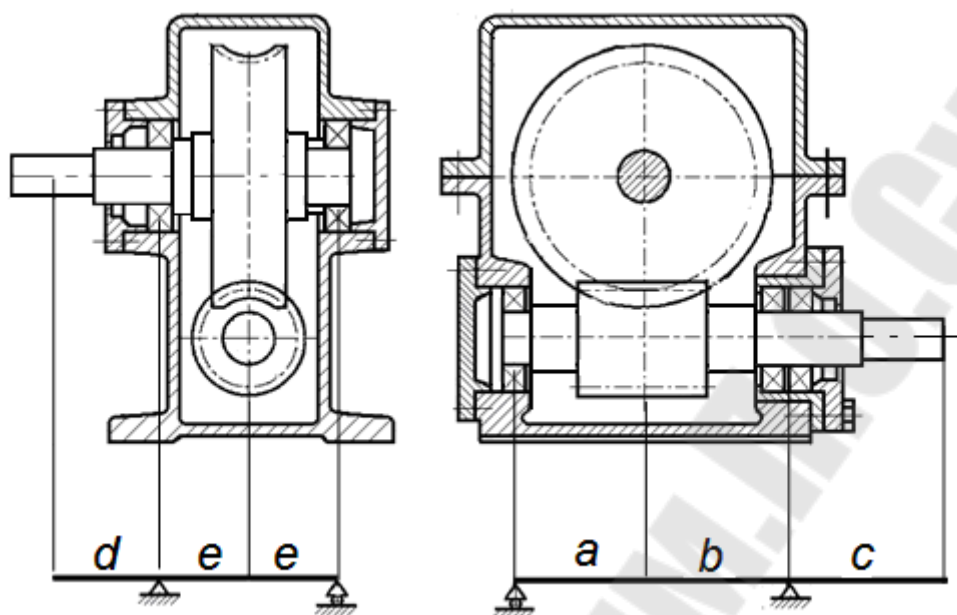


Рис. 40. Червячный редуктор с «плавающей» опорой

23. Проверка на жёсткость червячного зацепления

Правильность зацепления червячной передачи и нормальные условия ее работы в значительной мере зависят от жесткости червяка и конструкции опорных узлов.

Упругие перемещения червяка увеличивают концентрацию напряжений и износ деталей, снижают сопротивление усталости деталей и соединений, а также понижают точность передачи.

Расчет червяка на жесткость заключается в определении величины прогиба и сравнении ее с допускаемой величиной прогиба, которая зависит от модуля и определяется по выражению

$$y \leq (0,005 \dots 0,01)m .$$

Если расчетное значение прогиба окажется больше допустимого значения, то жесткость червяка можно повысить за счет уменьшения расстояния между опорами или увеличить коэффициент диаметра червяка q , из рекомендованных значений для выбранного модуля. После этого необходимо сделать новый расчет геометрических параметров передачи и уточнить коэффициент полезного действия червячного редуктора.

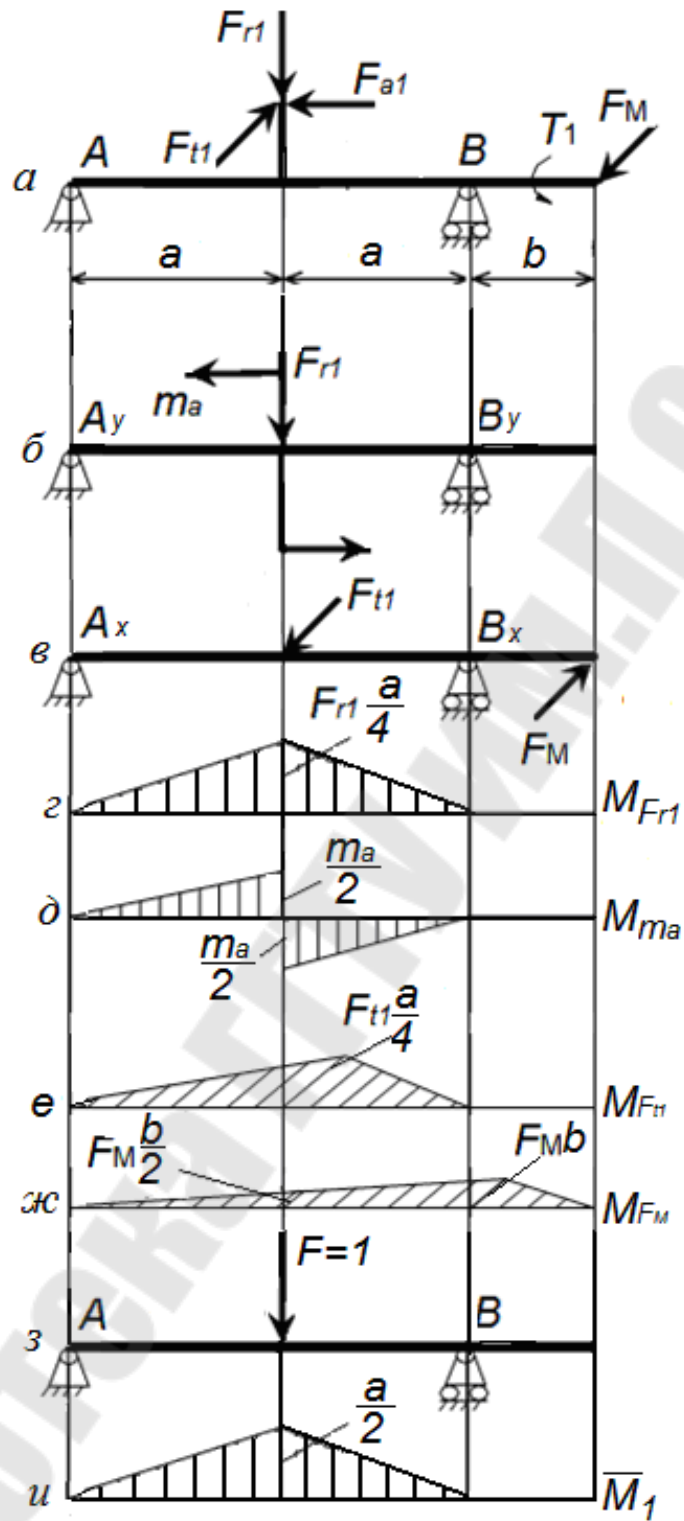


Рис. 41. Расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов

Рассмотрим определения прогиба червяка для привода цепного конвейера (рис. 26), для случая, когда червячный редуктор установлен после двигателя. Расчетная схема вала червяка с указанием прило-

женных к нему сил приведена на рис. 41,а. Силу от муфты направляем таким образом, чтобы получить максимальный прогиб вала.

Учитывая, что силы в зацеплении червячной передачи, действуют в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, изображаем расчетную схему в вертикальной плоскости (рис. 41,б) и в горизонтальной плоскости (рис. 41,в), а также расчетную схему для единичной нагрузки (рис. 41,з). Строим эпюры изгибающих моментов отдельно от каждого силового фактора:

- от радиальной силы F_{r1} (рис. 41,г);
- от осевой силы F_{a1} (рис. 41,д);
- от окружной силы F_{t1} (рис. 41,е);
- от силы со стороны муфты F_M (рис. 41,ж);
- от единичной силы $F = 1$ (рис. 41,и).

Используя метод Верещагина, определяем прогибы от каждого силового фактора, результаты вычислений сведем в табл. 25.

Таблица 25. – Вычисление прогиба червяка

Прогиб	Расчетная зависимость
y_{Fr1}	$F_{r1} \frac{a^3}{12EI}$
y_{ar1}	0
y_{Ft1}	$F_{t1} \frac{a^3}{12EI}$
y_{F_M}	$F_{F_M} \frac{ba^2}{4EI}$
y	$y = \sqrt{y_{Fr1}^2 + (y_{Ft1} + y_{F_M})^2}$

Осевой момент инерции червяка рассчитывают по зависимости:

$$I = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right).$$

Для других схем приводов конвейера расчет прогиба червяка осуществляют аналогичным образом.

24. Проверочный расчет подшипников качения

Существует два вида расчетов подшипников качения:

1) по статической грузоподъемности для предотвращения пластических деформаций тел и дорожек качения. Расчет выполняют при частоте вращения $n < 1$ об/мин;

2) по динамической грузоподъемности для предотвращения усталостного контактного выкрашивания тел и дорожек качения. Расчет выполняется при $n \geq 1$ об/мин.

На вал червяка действуют радиальные и весьма значительные осевые нагрузки, поэтому в качестве опор обычно применяют роликовые конические радиально-упорные подшипники. При частоте вращения $n_1 > 1500$ об/мин используют шариковые радиально-упорные подшипники, которые имеют меньшее сопротивление вращению.

Относительно короткие червячные валы обычно устанавливают по схеме «враспор» (рис. 42), при которой левый подшипник исключает смещение вала влево, а правый соответственно вправо.

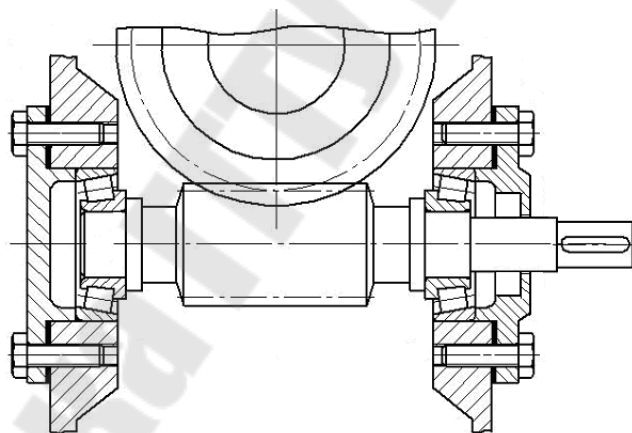


Рис. 42. Установка подшипников по схеме «враспор»

Длинные червячные валы, когда отношения расстояния между опорами l и диаметров вала d более 6, устанавливаются в подшипники таким образом, чтобы одна из опор воспринимала осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях, а вторая могла бы свободно перемещаться в осевом направлении в корпусе редуктора.

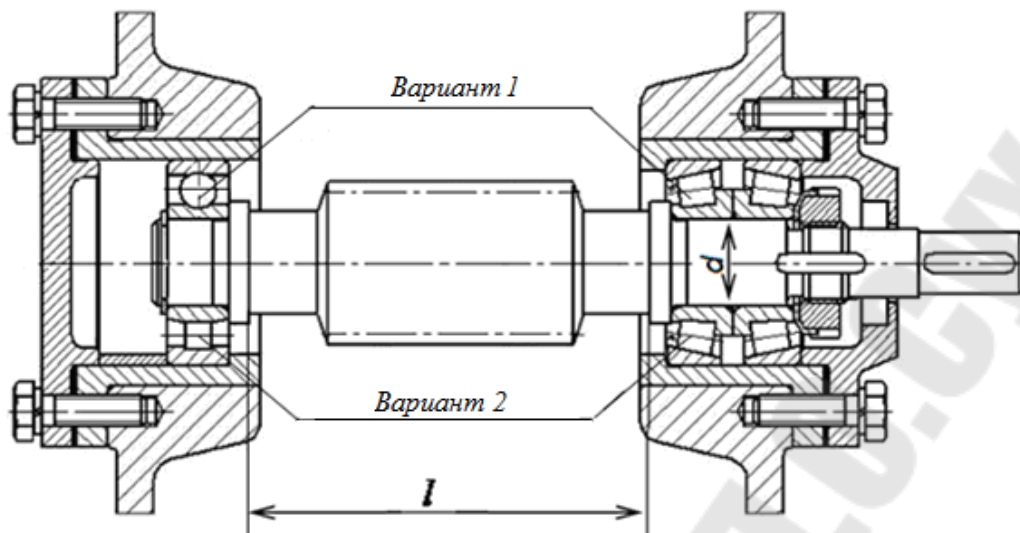


Рис. 43. Установка подшипников с фиксирующей правой и плавающей левой опорами

Для плавающей опоры (рис. 43) могут использоваться шариковые радиальные подшипники (вариант 1) или роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (вариант 2).

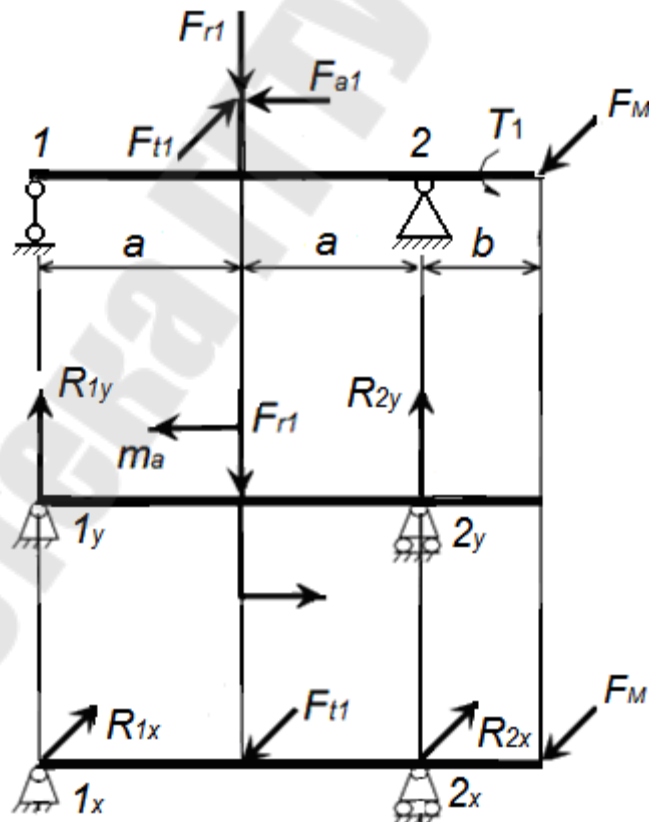


Рис. 44. Реакции в опорах вала червяка

Рассмотрим проверочный расчет подшипников вала червяка редуктора, расчетная схема которого изображена на рис. 36.

Учитывая действующими нагрузками на вал червяка (рис. 44), определим реакции в опорах. Силу от муфты направляем таким образом, чтобы получить большее значение реакции в опоре 2.

Составим уравнения равновесия моментов всех сил относительно опор

$$\begin{aligned}\Sigma M_{1y} &= 0; \quad F_{r1}a - m - R_{2y}2a = 0; \\ \Sigma M_{2y} &= 0; \quad -F_{r1}a - m + R_{1y}2a = 0; \\ \Sigma M_{1x} &= 0; \quad F_{t1}a + F_M(2a + b) - R_{2x}2a = 0; \\ \Sigma M_{2x} &= 0; \quad -F_{t1}a + F_Mb + R_{1x}2a = 0.\end{aligned}$$

Откуда реакции в опорах будут

$$\begin{aligned}R_{2y} &= \frac{F_{r1}a - m}{2a}; \quad R_{1y} = \frac{F_{r1}a + m}{2a}; \quad R_{2x} = \frac{F_{t1}a + F_M(2a + b)}{2a}; \quad R_{1x} = \frac{F_{t1}a - F_Mb}{2a}; \\ R_1 &= \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2}; \quad R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2}.\end{aligned}$$

Схема действия сил в радиально-упорных роликовых подшипниках, установленных «враспор», приведена на рис. 45.

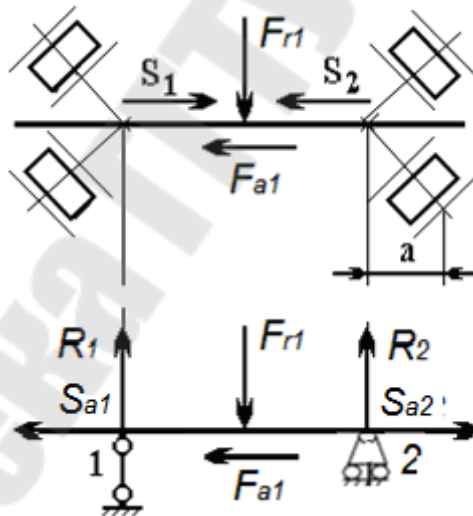


Рис. 45. Схема сил в радиально-упорных роликовых подшипниках

Осевые составляющие, действующие на подшипники

$$S_1 = 0,83eR_1; \quad S_2 = 0,83eR_2.$$

Расчетные зависимости для определения расчетных осевых нагрузок приведены в табл. 26.

Таблица 26. – Формулы для определения расчетных осевых нагрузок

Условия нагружения	Расчетные осевые нагрузки на подшипник	
	В опоре 1	В опоре 2
$S_{a1} \geq S_{a2}$ $F_{a1} \geq 0$	$S_{a1} = S_1$	$S_{a2} = F_{a1} + S_{a1}$
$S_{a1} < S_{a2}$ $F_{a1} \geq S_{a2} - S_{a1}$	$S_{a1} = S_1$	$S_{a2} = F_{a1} + S_{a1}$
$S_{a1} < S_{a2}$ $F_{a1} \leq S_{a2} - S_{a1}$	$S_{a1} = S_{a2} - F_{a1}$	$S_{a2} = S_2$

Определяем отношение $\frac{S_{a1}}{VR_1}$ и $\frac{S_{a2}}{VR_2}$. В этих соотношениях коэффициент V является коэффициентом вращения и принимает значение $V = 1$ при вращении внутреннего кольца, а при вращении наружного кольца $V = 1,2$.

В зависимости от полученных соотношений выбирают коэффициенты радиальной и осевой нагрузок по табл. 27.

Таблица 27. – Значение коэффициентов радиальной и осевой нагрузок для радиально-упорных шарикоподшипников

$\frac{S_a}{VR}$		$\frac{S_a}{VR}$		e
X	Y	X	Y	
Подшипники однорядные				
1	0	0,4	$0,4ctg\alpha$	$1,5tg\alpha$
Подшипники двухрядные				
1	$0,45ctg\alpha$	0,67	$0,67ctg\alpha$	$1,5tg\alpha$
Примечание. Предполагается, что двухрядные подшипники имеют симметричную конструкцию.				

Рассчитываем эквивалентную динамическую нагрузку для каждого подшипника

$$P_1 = (R_1 X_1 V + S_{a1} Y_1) K_6 K_T; \quad P_2 = (R_2 X_2 V + S_{a2} Y_2) K_6 K_T,$$

где $K_6 = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент безопасности для всех типов редукторов;

$K_T = 1$ – температурный коэффициент при температуре эксплуатации $t \leq 100^\circ C$.

Поскольку для обеих опор подшипники выбираются одинаковые, то дальнейший расчет ведем по наиболее нагруженному подшипнику.

Базовую долговечность подшипника, изготовленного из обычных подшипниковых сталей и эксплуатируемого при нормальных условиях, в часах определяют по зависимости:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^k,$$

где n – частота вращения вала червяка;

k – показатель степени, равный 3,33 для роликовых подшипников и равный 3 для шариковых подшипников.

Подшипник пригоден, если выполняется условие:

$$L_h \geq L'_h,$$

где L'_h – требуемый расчет подшипника.

25. Проверка шпоночных соединений

В большинстве случаев в червячных редукторах для крепления колес и полумуфт на валах применяют ненапряженные призматические шпонки, размеры которых приведены в табл. 28.

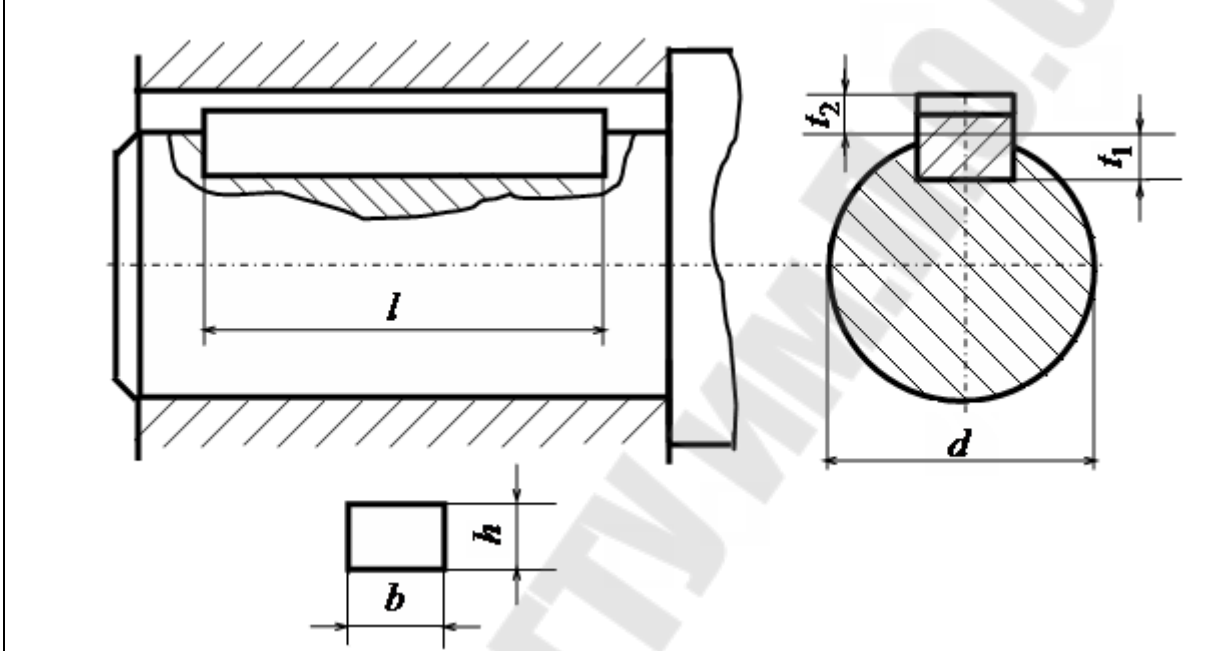
Учитывая, что наиболее опасной деформацией для шпонки является смятие от вращающего момента, то проверку шпонки на прочность осуществляют по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{dl_p(h-t_1)} \leq [\sigma_{см}],$$

где T – вращающий момент на валу;

- l_p – рабочая длина шпонки;
 d – диаметр вала в сечении, где установлена шпонка;
 h – высота шпонки;
 t_1 – глубина паза в валу.

Таблица 28. Размеры призматических шпонок ГОСТ 23360 – 78 , в мм

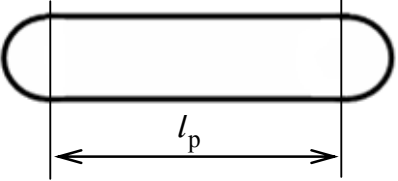
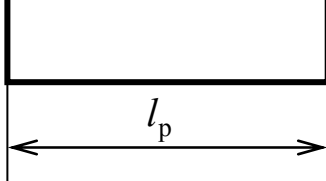
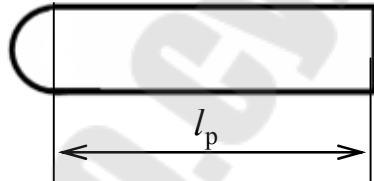


Диаметр вала d	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина l_p
	b	h	вала t_1	ступицы t_2	
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	10...56
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8	14...70
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3	18...90
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3	22...110
Св. 38 до 44	12	8	5	3,3	28...140
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8	36...160
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3	45...180
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4	50...200
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9	56...220
Св. 75 до 85	22	14	9	5,4	63...250
Св. 85 до 95	25	14	9	5,4	70...280

Примечание. Длину l (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 250, 280

Рабочая длина шпонки зависит от ее исполнения (табл. 29).

Таблица 29. – Рабочая длина призматической шпонки

Исполнение		
1	2	3
		
$l_p = l - b$	$l_p = l$	$l_p = l - 0,5b$

В червячном редукторе для шпонки из стали 45 принимают при среднем режиме работы $[\sigma_{см}] = 130...180$ МПа.

26. Расчет вала червячного колеса на усталостную прочность

На основании расчетной схемы червячного колеса строим эпюры от каждого силового фактора и крутящего момента (рис. 46).

На основании построенных эпюр определяют наиболее опасные сечения вала червячного колеса, для которых рассчитывают действительные коэффициенты запаса прочности по зависимости:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

где n_σ, n_τ – соответственно коэффициенты запаса прочности на сопротивление усталости по нормальным и касательным напряжениям.

Условие прочности вала на выносливость имеет вид

$$n \geq [n],$$

где $[n]$ – допустимый коэффициент прочности, который для валов редукторов и коробок передач равен $[n] = 1,5...1,7$.

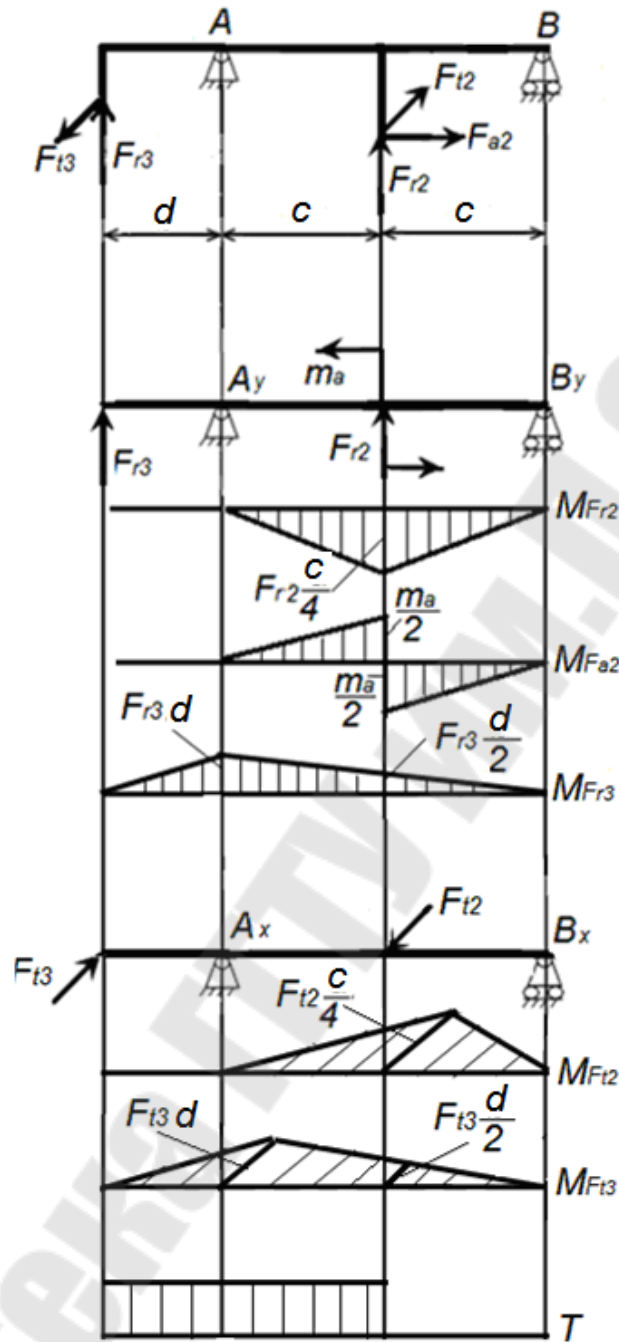


Рис. 46. Эпюры изгибающих и крутящего моментов

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям определяют по формулам:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости соответственно при изгибе и кручении;

k_{σ}, k_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении;

$\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$ – коэффициенты, учитывающие влияния размеров сечения соответственно при изгибе и кручении;

$\beta_{\sigma}, \beta_{\tau}$ – коэффициенты, учитывающие влияние упрочнения и вида обработки соответственно при изгибе и кручении;

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ – коэффициенты, учитывающие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении;

σ_a, τ_a – амплитудные напряжения цикла соответственно при изгибе и кручении;

σ_m, τ_m – средние напряжения цикла соответственно при изгибе и кручении.

Постоянные по направлению и величине силы, действующие на валы червячной передаче, вызывают во вращающемся валу переменные напряжения изгиба, изменяющиеся по симметричному циклу (рис. 47).

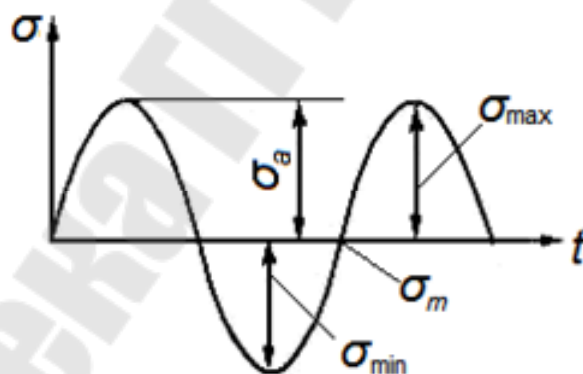


Рис. 47. Симметричный цикл изменения напряжений

В этом случае амплитудное σ_a и среднее σ_m напряжения будут равны

$$\sigma_a = \sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{и}}}; \quad \sigma_m = 0,$$

где M_{\max} – максимальный изгибающий момент в опасном сечении, определяемый на основании построенных эпюр.

$W_{\text{и}}$ – момент сопротивления изгибу рассматриваемого сечения.

В сечении вала под подшипником изгибающий момент M_{\max} и момент сопротивления изгибу будут равны

$$M_{\max} = \sqrt{(F_{r3}d)^2 + (F_{t3}d)^2}; \quad W_{\text{и}} = \frac{\pi d_{\text{п}}^3}{32},$$

где $d_{\text{п}}$ – диаметр вала под подшипником.

В сечении под зубчатым колесом

$$M_{\max} = \sqrt{\left(F_{r2} \frac{c}{4} + \frac{m_a}{2} + F_{r3} \frac{d}{2}\right)^2 + \left(F_{t2} \frac{c}{4} + F_{t3} \frac{d}{2}\right)^2};$$

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d_{\text{к}}^3}{32} - \frac{bt_1(d_{\text{к}} - t_1)^2}{2d_{\text{к}}},$$

где $d_{\text{к}}$ – диаметр вала под червячным колесом;

b – ширина призматической шпонки;

t_1 – глубина паза в валу.

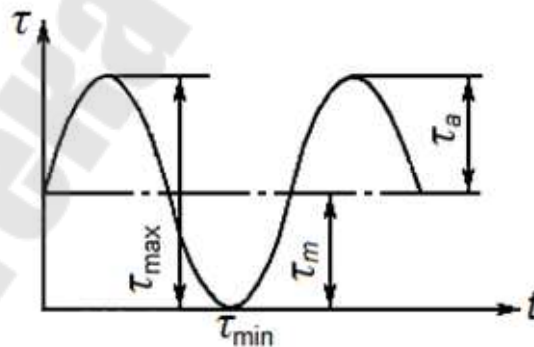


Рис. 48. Пульсирующий цикл изменения напряжений

При расчете валов условно принимают, что напряжения кручения изменяются по пульсирующему циклу (рис. 48), в котором амплитудное τ_a и среднее τ_m напряжения в любом сечении вала, где действует крутящий момент T , определяют по зависимости:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_\rho},$$

где W_ρ – полярный момент сопротивления сечения.

В сечении вала под подшипником

$$W_\rho = \frac{\pi d_{\text{п}}^3}{16},$$

а в сечении вала под червячным колесом

$$W_\rho = \frac{\pi d_{\text{п}}^3}{16} - \frac{bt_1(d_{\text{п}} - t_1)^2}{2d_{\text{п}}}.$$

Валы изготавливают из углеродистых и легированных сталей, высокопрочных модифицированных чугунов и титановых сплавов.

Для ответственных тяжело нагруженных валов для изготовления применяют легированные стали, а для мало нагруженных валов – углеродистые.

Предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба можно определить по эмпирической зависимости по известному пределу прочности $\sigma_{\text{в}}$:

для углеродистых сталей $\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_{\text{в}}$;

для легированных сталей $\sigma_{-1} \approx 0,35\sigma_{\text{в}} + (70...120)\text{МПа}$.

Предел выносливости при кручении τ_{-1} связан с пределом выносливости при изгибе σ_{-1} следующим отношением:

$$\tau_{-1} \approx (0,5...0,58)\sigma_{-1}.$$

Значения σ_{-1} и τ_{-1} для некоторых сталей, используемых для изготовления валов, приведены в табл. 30.

Таблица 30. – Механические характеристики сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм (не более)	Твердость НВ, (не менее)	Механические характеристики МПа				
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
Ст.5	Любой	190	520	280	150	220	130
45	120	240	780	540	290	360	200
	80	270	900	650	390	410	230
40X	200	240	790	640	380	370	210
	120	270	900	750	450	410	240
40XH	200	270	920	750	450	420	230
20X	120	107	650	400	240	310	170
12XH3A	120	260	950	700	490	430	240
18XГТ	60	330	1150	950	660	500	280

При определении действительного коэффициента запаса прочности в сечении под подшипником учитываются комплексные коэффициенты $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ и $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$, которые назначают в соответствии с табл. 31.

Таблица 31. – Значение $\frac{k_\sigma}{k_\tau}$ при удельном давлении напресовки $p \geq 3$ МПа

d , мм	σ_B , МПа				
	600	700	800	900	1000
14	2,00	2,30	2,60	3,00	3,30
22	2,35	2,60	3,00	3,40	3,80
30	2,60	2,80	3,30	3,80	4,20
40	2,70	3,20	3,65	4,20	4,60
50	3,30	3,60	4,00	4,50	4,80
100...200	3,50	3,70	4,60	5,10	5,30

Примечание:

1. Для касательных напряжений $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4$.

2. При давлении напресовки 10 ... 20 МПа снижать $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ на 5 ... 10%

При расчете действительного коэффициента запаса прочности в сечении под червячным колесом учитываются эффективные коэффициенты концентрации напряжений k_σ и k_τ и коэффициенты, учитывающие влияния размеров сечения ε_σ и ε_τ , определяют по табл. 32 и табл. 33 соответственно.

Таблица 32. – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе k_σ и кручения k_τ для валов со шпоночным пазом

σ_B , МПа	400	500	600	700	800	900	1000
k_σ	1,50	1,60	1,75	1,90	2,00	2,15	2,26
k_τ	1,20	1,40	1,50	1,70	1,90	2,05	2,22

Таблица 33. – Коэффициенты влияние абсолютных размеров вала

Диаметр вала d , мм	Углеродистые стали		Легированные стали	
	ε_σ	ε_τ	ε_σ	ε_τ
Св. 20 до 30	0,91	0,89	0,83	0,89
Св. 30 до 40	0,88	0,81	0,77	0,81
Св. 40 до 50	0,84	0,78	0,73	0,78
Св. 50 до 60	0,81	0,76	0,70	0,76
Св. 60 до 70	0,78	0,74	0,68	0,74
Св. 70 до 80	0,75	0,73	0,66	0,73

Коэффициенты, учитывающие влияние упрочнения и шероховатости, равны при изгибе и кручении и выбирают по табл. 34.

Таблица 34. – Значение коэффициента поверхностного упрочнения β

Вид поверхностной обработки	Предел прочности сердцевины, МПа	Коэффициент упрочнения β		
		Гладкие валы	Валы с концентрацией напряжения	
			$k_\sigma \leq 1,5$	$k_\sigma = 1,8...2$
Закалка с нагревом	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,1...2,8
ТВЧ	800...1000	1,3...1,5	–	–
Азотирование	900...1200	1,1...1,25	1,5...1,7	1,7...2,1
Дробеструйный наклеп	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Накатка роликом	–	1,1...1,3	1,3...1,5	1,8...2,0

При отсутствии специального упрочнения или термообработки коэффициент β принимают в зависимости от вида обработки:

грубое обтачивание $\beta = 0,80 \dots 0,86$;

чистое обтачивание $\beta = 0,88 \dots 0,94$;

шлифование $\beta = 0,95 \dots 0,98$;

полирование $\beta = 1,0$.

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ , учитывающие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений определяют по зависимостям:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}; \quad \psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}.$$

где σ_0, τ_0 – нормальные и касательные напряжения пульсирующего цикла.

На практике коэффициент ψ_σ определяют по эмпирической зависимости

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B.$$

Коэффициент ψ_τ принимают в зависимости от коэффициента ψ_σ

$$\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma.$$

27. Тепловой расчет, охлаждение и смазка червячного редуктора

Тепловой расчет червячных передач обуславливается тем, что при работе передачи происходит выделение большого количества теплоты, которая образуется в результате потери мощности на трение в зацеплении и в опорах, а также на размешивание и разбрызгивание смазочного материала. В результате происходит нагревание, как смазочного материала, так и деталей передачи и стенок корпуса редуктора, через которые теплота отводится в окружающую среду. Свойства смазочного материала при нагреве резко ухудшаются, и возникает опасность заедания передачи. В целях предотвращения этого вида повреждения и производится тепловой расчет, суть которого сводится к тому, чтобы рабочая температура смазочного материала в картере редуктора не превышала допустимого значения, а именно $75 \dots 95^\circ\text{C}$.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производят на основе теплового баланса.

Уравнения теплового баланса для червячного редуктора имеет вид:

$$Q_{\text{выд}} = Q_{\text{отв}},$$

где $Q_{\text{выд}} = (1 - \eta)P_1$ – количество теплоты, выделяемой работающей червячной передачей в одну секунду;

$Q_{\text{отв}} = K_T(t_{\text{см}} - t_{\text{в}})A(1 + \psi)$ – количество отводимой теплоты;

η – коэффициент полезного действия червячной передачи;

P_1 – передаваемая мощность;

K_T – коэффициент теплоотдачи, т.е. число, показывающее, сколько теплоты в секунду передается одним метром квадратным поверхности корпуса при перепаде температуры в один градус.

A – площадь свободной поверхности охлаждения корпуса м^2 .

a_W – межосевое расстояние червячной передачи;

$t_{\text{в}}$ – температура окружающей среды;

ψ – коэффициент, учитывающий отвод теплоты в раму или плиту машины и доходящий до 0,3 при прилегании корпуса передачи по большой поверхности (при установке редуктора на бетонное основание его дно выключается из теплоотдачи).

Площадь свободной поверхности определяют по компоновочному чертежу (рис. 49,а). Для облегчения определения площади поверхности редуктора компоновочный чертеж упрощают до формы, представленной на рис. 49,б.

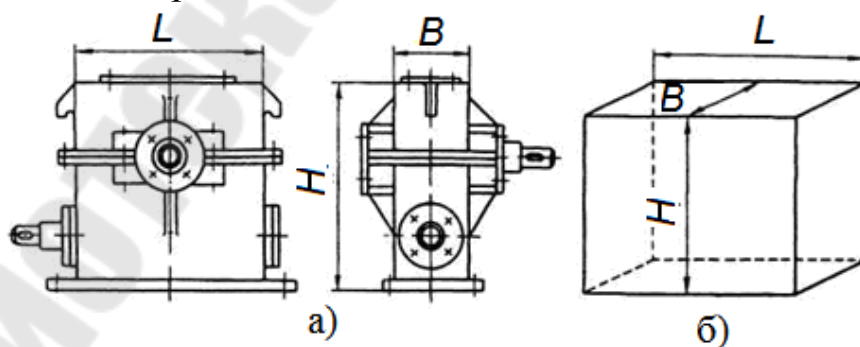


Рис. 49. – Компоновочный чертеж редуктора

Приближенно поверхность охлаждения корпуса можно выбирать в зависимости от межосевого расстояния передачи (табл. 35) или по зависимости:

$$A \approx 20a_W^2.$$

Таблица 35. – Примерные значения площади теплоотвода червячного редуктора

a_W , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A , м ²	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1,0	1,2	1,4

Для чугунных корпусов коэффициент теплоотдачи принимают в зависимости от интенсивности вентиляции помещения:

$K_T = 7 \dots 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ – непроветриваемое помещение;

$K_T = 12 \dots 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ – проветриваемое помещение.

Из условия теплового баланса

$$(1 - \eta)P_1 = K_T(t_{\text{см}} - t_{\text{в}})A(1 + \psi)$$

определяют температура смазочного материала при непрерывной работе редуктора:

$$t_{\text{см}} = \frac{(1 - \eta)P_1}{A(1 + \psi)K_T} + t_{\text{в}} \leq [t_{\text{см}}],$$

где $[t_{\text{см}}]$ – допустимая температура смазочного материала. При нижнем расположении червяка $[t_{\text{см}}] = 95^\circ\text{С}$, а при верхнем – $[t_{\text{см}}] = 75^\circ\text{С}$.

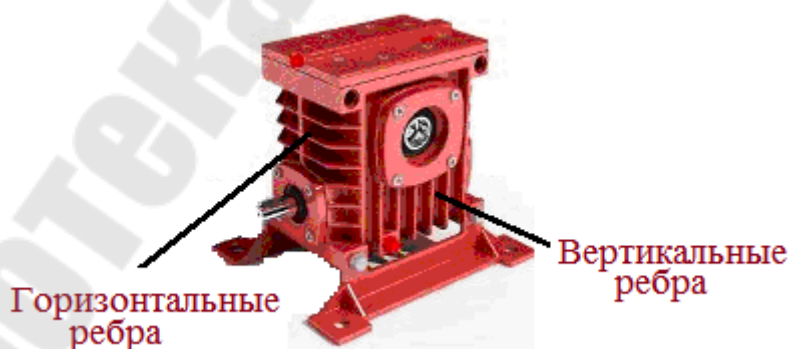


Рис. 50. Поверхность редуктора с ребрами

Если при расчете получили, что $t_{\text{см}} > [t_{\text{см}}]$, то необходимо увеличить поверхность охлаждения за счет ребер на поверхности редуктора (рис. 50).

В этом случае площадь свободной поверхности охлаждения корпуса рассчитывают по зависимости:

$$A \approx 20a_{\text{ш}}^2 + k_p A_p,$$

где k_p – коэффициент эффективности ребер (при вертикальном расположении ребер $k_p = 1$, при горизонтальном расположении ребер $k_p = 0,5$);

A_p – площадь поверхности ребер.

Расположение ребер выбирают согласно условию лучшего их обтекания воздухом. Учитывая, что при естественном охлаждении нагретый воздух поднимается вверх, ребра следует располагать вертикально.

В некоторых случаях при условии, что $t_{\text{см}} > [t_{\text{см}}]$, применяют искусственное охлаждение одним из следующих способов с целью увеличения коэффициента теплопередачи K_T :

1) путем обдува корпуса воздухом с помощью вентилятора, установленного на валу червяка;

2) путем охлаждения смазочного материала водой, проходящей со скоростью до 1 м/с через змеевик, расположенный в корпусе редуктора;

3) путем применения циркуляционной системы смазочного материала со специальными холодильниками.

Обдув корпуса воздухом с помощью вентилятора (рис. 51), установленного на валу червяка проще и дешевле водяного, поэтому оно получило наибольшее распространение.

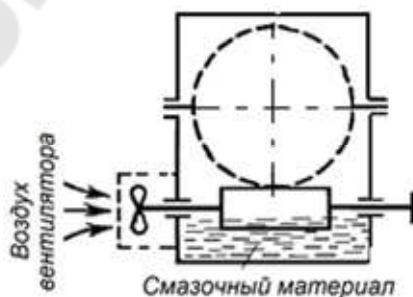


Рис. 51. Обдув корпуса редуктора с помощью вентилятор

Данный способ более эффективен при расположении червяка под червячным колесом, так как в этом случае воздушный поток ох-

лаждает масляную ванну. Ребра на корпусе редуктора при искусственном обдуве располагают вдоль направления потока воздуха от вентилятора, т.е. горизонтально (рис. 52).

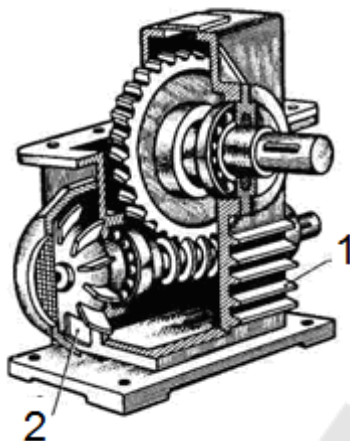


Рис. 52. Охлаждение редуктора обдувом воздуха:
1 – охлаждающие ребра; 2 – вентилятор

Рабочая температура смазочного материала при наличии вентилятора определяют по зависимости:

$$t_{\text{см}} = \frac{P_1(1 - \eta)}{[K_T(0,7 + \psi) + 0,3K_{\text{ТВ}}]A} + t_{\text{в}} \leq [t_{\text{см}}],$$

где $K_{\text{ТВ}}$ – коэффициент теплоотдачи части поверхности корпуса редуктора, обдуваемой вентилятором.

Значение $K_{\text{ТВ}}$ назначают в зависимости от частоты вращения вентилятора $n_{\text{в}}$ (табл. 36).

Таблица 36. – Значение коэффициента теплоотдачи

$n_{\text{в}}$, об/мин	750	1000	1500	3000
$K_{\text{ТВ}}$, $\frac{\text{Вт/м}^2}{\text{°С}}$	17	21	29	40

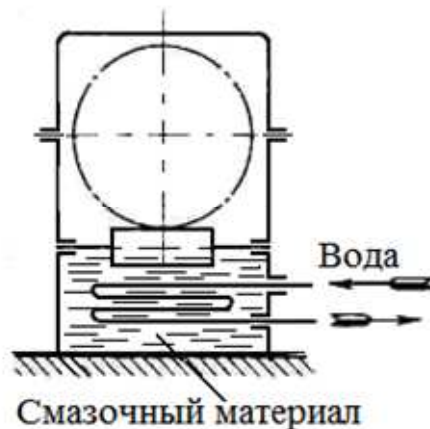


Рис. 53. Охлаждение редуктора с помощью змеевика

При искусственном охлаждении червячного редуктора с помощью змеевика (рис. 53) с проточной водой количество тепла $Q_{\text{зм}}$, отводимое змеевиком за 1 секунду

$$Q_{\text{зм}} = P_1(1 - \eta) - K_T A(1 + \psi)(t_{\text{см}} - t_{\text{в}}).$$

Секундный расход воды $W_{\text{вд}}$, м³/с, необходимый для охлаждения

$$W_{\text{вд}} = \frac{Q_{\text{зм}}}{\rho_{\text{вд}} c_{\text{вд}} \cdot \Delta t_{\text{вд}}},$$

где $\rho_{\text{вд}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды;

$c_{\text{вд}} = 4,187 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{С}}$ – теплоемкость воды;

$\Delta t_{\text{вд}} = 2 \dots 10^\circ\text{С}$ – повышение температуры воды в змеевике.

Температура воды при выходе из змеевика

$$t_2 = t_1 + \Delta t_{\text{вд}},$$

где t_1 – температура воды при входе в змеевик; обычно принимают

$t_1 = 20^\circ\text{С}$.

Скорость потока воды в змеевике $V_{\text{вд}}$, м/с

$$V_{\text{вд}} = \frac{4 \cdot 10^3 W_{\text{вд}}}{\pi(d_{\text{н}} - 2\delta)^2},$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубы змеевика (табл. 37);

δ – толщина трубы змеевика.

Таблица 37. – Сортамент красномедных труб для змеевиков

Наружный диаметр $d_{\text{н}}$, мм	13	15	18	22	26	30	36
Толщина стенки δ , мм	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,5	3,0
Площадь наружной по- верхности 1 м трубы $A_{\text{тр}}$, м ²	0,0041	0,047	0,056	0,069	0,082	0,094	0,130

Требуемая площадь охлаждения трубы змеевика рассчитывают по зависимости

$$A_{\text{pv}} = \frac{Q_{\text{зв}}}{0,5K_{\text{Тз}}(t_2 - t_1)},$$

где $K_{\text{Тз}}$ – коэффициент теплоотдачи от поверхности труб змеевика с охлаждающей жидкостью, определяемый по табл. 38.

Таблица 38. – Коэффициент теплоотдачи $K_{\text{Тз}}$ поверхности красномедных труб змеевика, $\frac{\text{Вт/м}^2}{^\circ\text{С}}$

Окружная скорость червяка V_1 , м/с	Скорость воды $V_{\text{вд}}$, м/с		
	0,1	0,2	0,4
< 4	146	157	165
4...6	153	163	174
6...8	162	174	186
8...10	168	180	195

Требуемая длина трубы змеевика

$$l_{\text{зм}} = \frac{A_{\text{зм}}}{A_{\text{тр}}}.$$

Конструкция змеевика зависит от размеров корпуса редуктора, а минимальный радиус оправки при изгибе труб на 180° должен быть не менее $1,5d_{\text{н}}$.

В червячных передачах с большим тепловыделением и при скоростях скольжения более 10 м/с применяют циркуляционную систему смазки со специальным холодильником.

Червячные передачи без смазки не работают вообще. Для смазки этих передач применяют противозадирные смазочные материалы, а также обеспечивают непрерывное смазывание передачи в процессе работы.

По способу подвода смазочного материала к зацеплению различают следующие способы смазки:

- 1) погружением червяка или червячного колеса в смазочный материал;
- 2) разбрызгиванием смазочного материала или масляным туманом;
- 3) циркуляционной смазкой.

В первом случае во избежание больших потерь на разбрызгивание и перемешивание смазочного материала, червячные колеса погружают на высоту зуба, а червяк на высоту витка, но не выше центра нижнего тела качения подшипника.

Смазывание окунанием применяют при окружных скоростях в червячном зацеплении до скорости $V_1 = 10$ м/с. При большей окружной скорости происходит сбрасывание центробежной силой смазочного материала с зубьев червячного колеса.

При смазывании окунанием объем масляной ванны редуктора принимают из расчета 0,5...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности.

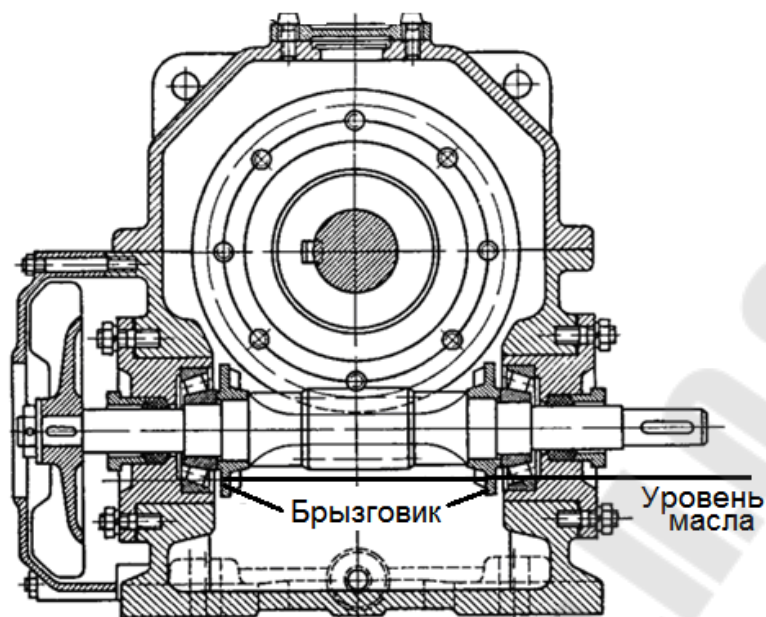


Рис. 54. Смазка разбрызгиванием смазочного материала

Если условия нормальной работы подшипников не позволяют погружать червяк в масло, то применяют брызговики, забрасывающие масло на червячное колесо (рис. 54). Если червячная передача реверсивная, то устанавливают два брызговика.

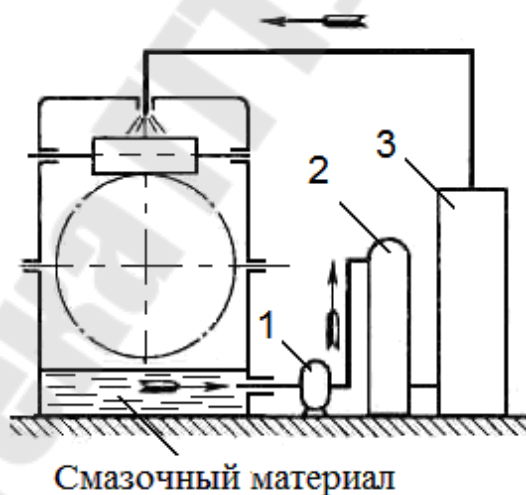


Рис. 55. Циркуляционная система смазки червячной передачи
1 – насос; 2 – фильтр; 3 – холодильник

Циркуляционное смазывание (рис. 55) применяют при окружной скорости $V > 10 \text{ м/с}$. Масло под давлением $0,05 \dots 0,3 \text{ МПа}$ подают насосом в места зацепления и к подшипникам. При этом оно прогоняется через фильтр и холодильник. Непрерывная очистка масла является большим преимуществом циркуляционной смазки.

При средней температуре смазочного материала $t \approx 70^{\circ}C$ кинематическую вязкость смазочного материала и способ смазывания выбирают в зависимости от скорости скольжения $V_{ск}$ в соответствии с табл. 39, а марку смазочного материала по табл. 40.

Таблица 39. – Рекомендуемые значения кинематической вязкости

Скорость скольжения $V_{ск}$, м/с	Кинематическая вязкость при $50^{\circ}C$ (при $100^{\circ}C$), сСт ($мм^2/с$)	Способ смазывания
до 1	450 (55)	Окунанием
до 2,5	300 (35)	
до 5	180 (20)	
5...10	120 (12)	Струйное или окунанием
10...15	80	Струйное под давлением
15...25	60	
свыше 25	45	

Таблица 40. – Смазочные материалы для червячных передач

Смазочный материал	Кинематическая вязкость сСт при $t^{\circ}C$							
	40	50	60	70	80	90	100	110
Цилиндровое 24	550	270	140	76	48	35	24	17
Цилиндровое 53	1400	680	360	200	120	78	56	38
Трансмиссионное автотракторное летнее	850	400	220	95	65	47	32	23
Трансмиссионное С присадкой летнее	850	400	220	95	65	47	32	23
Тракторное АК-15	230	115	70	43	28	22	16	12
Автотракторное АКЗп-10	68	44	30	22	16	13	9	4
Автотракторное АКЗп-6	37	28	21	15	13	11	5	3

Литература

1. Андросов, А.А. Расчет и проектирование деталей машин: учеб. пособие – Ростов н./Д. : Изд-во Феникс, 2006. – 285 с.
2. Бельков, В.Н., Захарова, Н.В. Основы конструирования деталей и сборочных единиц машин: учеб. пособие – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2007. – 256 с.
3. Боков К.Н., Чернилевский Д.В., Будько П.П. Детали машин: Атлас конструкций.- М.: Машиностроение, 1985. –575с.
4. Воробьев Ю.В. и др. Детали машин. Учебно-методическое пособие. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та. 2004. – 96 с.
5. Гузенков П.Г. Детали машин. 4-е изд.- М.: Высшая школа, 1986. - 360с.
6. Гордин П.В., Росляков Е.М. «Детали машин и основы конструирования»: Учебное пособие – СПб: СЗТУ, 2004. –109с.
7. Гордин П.В., Росляков Е.М., Эвелеков В.И. Детали машин и основы конструирования. Пособие по курсовому проектированию – СПб.: СЗТУ, 2005.–113 с.
8. Гулиа, Н.В. Детали машин : учебник для вузов / Н.В. Гулиа, В.Г. Клоков, С.А. Юрков. – 3-е изд. – СПб. :Лань, 2013. – 416 с.
9. ГОСТ 19650-97. Межгосударственный стандарт. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрических параметров.
10. ГОСТ 18854 - 82. Подшипники качения. Расчет статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки.
11. ГОСТ 18855 - 82. Подшипники качения. Расчет динамической грузоподъемности, эквивалентной динамической нагрузки и долговечности.
12. Детали машин: Атлас конструкций /Под . Д.Н. Решетова.- М.: Машиностроение, 1979. – 367с.
13. Детали машин/ Под ред. О.А. Ряховского М.: Изд-во МГТУ им. Э.Н. Баумана, 2002. – 544 с.
14. Детали машин: учебник для студентов вузов/ под ред. О.А. Ряховского . – М.: МГТУ им. Н.э. Баумана, 2007. – 520 с.
15. Дмитриев В.А. Детали машин (основы расчёта и конструирования машин). Л.: Судостроение, 1970. – 792 с.
16. Дмитриева Л.А. Детали машин и основы проектирования. Краткий курс. – М.: Изд-во «Станкин», 2013. – 276 с.
17. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 1978. – 352 с.

18. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование.- М.: Высшая школа, 1984. – 336с.
19. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Академия, 2009. – 496 с.
20. Еремеев В.К., Монин А.Л., Суздальницкий В.И. Схемы установки подшипников качения, подвода смазки и установки уплотнений: Практическое руководство. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 1996. – 95с.
21. Ерохин, М.Н. Детали машин и основы конструирования – М.: Колос, 2005. – 464 с.
22. Жуков К.П., Гуревич Ю.Е. Проектирование деталей и узлов. – М.: изд-во «Станкин», 2004. – 671 с.
23. Заблонский К.И. Детали машин – К.: Вища школа, 1985. –518с.
24. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин: Курсовое проектирование – М.: Высш. шк., 1975. – 551 с.
25. Иванов М.Н., Финогенов В.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2008. - 408 с.
26. Иосилевич Г. Б. Детали машин. М.:Машиностроение,1988. – 368 с.
27. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. 3-е изд. – Х.: Основа, 1991. – 276 с.
28. Когаев В. П., Дроздов Ю. Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высш. шк., 1991. – 319 с.
29. Колесников В.Н. Расчет валов. Методические указания. Курган. 1996. – 25 с.
30. Колпаков А.П., Карнаухов И.Е. Проектирование и расчёт механических передач. М.: Колос, 2000. – 328 с.
31. Кудрявцев В. Н. Детали машин. Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с.
32. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Арефьев И.И. и др. Курсовое проектирование деталей машин – Л. : Машиностроение, 1984. – 400 с.
33. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцев Б.В. Расчёты деталей машин. 3-е изд. - Минск: Высшая школа, 1986. – 402с.
34. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин. 3-е изд.- М.: Высшая школа 1984. – 310 с.
35. Курсовое проектирование деталей машин / Под ред. В.Н. Кудрявцева. Л., 1983. – 400 с.
36. Ничипорчик С.Н. и др. Детали машин в примерах и задачах. М.: Высшая школа. 1981. – 432 с.

37. Основы конструирования: Методические указания по курсовому проектированию/ Под ред. В. Ф. Пантелеева. – Пенза: изд-во Пенз. гос. техн. ун-та.1994. – 75 с.
38. Проектирование механических передач / Под ред. С.А. Чернавского. 5-е изд.- М.: Машиностроение, 1984. – 558с.
39. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
40. Ряховский О.А, Клыпин А.В. Детали машин. – М.: Дрофа, 2002.– 288 с.
41. Снесарев Г.А. Методические основы конструирования редукторов. М.: Машиностроение, 1974. – 64 с.
42. Тюняев, А.В. Детали машин: учебник для вузов / А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер. СПб. : Лань, 2013. – 736 с.
43. Хруничева Т.В. Детали машин. – М. : ФОРУМ, 2007. – 224 с.
44. Часовников Л.Д. Методические указания по расчету червячной передачи. – М.: Изд-во МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1979. – 36 с.
45. Чернилевский, Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: учеб. пособие для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 2003. – 560 с.
46. Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
47. Червячные редукторы: Справочник/ Ю.В. Левитан, В.П. Обморнов, В.И. Васильев. Л.: Машиностроение, 1985. – 168 с.
48. Чупятов Н.Н. Расчет червячных цилиндрических передач; Методические указания. Тверь: ТГТУ, 2001. – 30 с.
49. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 360 с.

Оглавление

Введение	3
1. Общие сведения о редукторах	4
2. Червячный редуктор	4
3. Червячные передачи и их классификация	9
4. Основные геометрические соотношения в червячной передаче	13
5. Червячные передачи со смещением	18
6. Скорость скольжения в червячной передаче	21
7. Степени точности червячной передачи	22
8. Силы в зацеплении червячной передаче	23
9. Коэффициент полезного действия червячной передачи	25
10. Материалы червячной передачи	28
11. Критерии работоспособности червячной передачи	31
12. Допускаемые напряжения для материалов венцов червячных колес	33
13. Коэффициент нагрузки. Расчетная нагрузка	35
14. Расчет на прочность по контактным напряжениям	38
15. Расчет на прочность по напряжениям изгиба	41
16. Проверочный расчет червячной передачи на усталость при действии контактных напряжений	42
17. Проверка зубьев червячного колеса на усталость при изгибе	45
18. Проверочный расчет на статическую прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки	46
19. Предварительный расчет валов редуктора и конструирование червяка и червячного колеса	47
20. Конструктивные размеры корпуса и крышки червячного редуктора	50
21. Конструктивные размеры крышки подшипника и стакана	52
22. Компоновка червячного редуктора	57
23. Проверка на жёсткость червячного зацепления	60
24. Проверочный расчет подшипников качения	63
25. Проверка шпоночных соединений	67
26. Расчет вала червячного колеса на усталостную прочность	69
27. Тепловой расчет, охлаждение и смазка червячного редуктора	76
Литература	86

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

**Учебно-методическое пособие
по курсовому проектированию для студентов
специальности 1-36 01 03 «Технологическое
оборудование машиностроительного производства»
дневной формы обучения**

Составители: **Бельский Алексей Тимофеевич**
Тариков Георгий Петрович

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 12.02.18.

Рег. № 31Е.
<http://www.gstu.by>