

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ,
НАУКИ И КАДРОВОЙ ПОЛИТИКИ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
ОРДЕНОВ ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ РАСЧЕТЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области сельского хозяйства в качестве
учебно-методического пособия для студентов учреждений,
обеспечивающих получение высшего образования I ступени
по специальности 1-74 06 04 Техническое обеспечение
мелиоративных и водохозяйственных работ*

Горки
БГСХА
2023

УДК 62-2(075.8)
ББК 34.44я73
Д38

*Рекомендовано методической комиссией факультета
механизации сельского хозяйства 21.11.2022 (протокол № 3)
и Научно-методическим советом БГСХА 30.11.2022 (протокол № 3)*

Авторы:

старший преподаватель *Н. С. Сентюров*;
кандидат технических наук, доцент *А. Л. Борисов*;
кандидат технических наук, доцент *А. В. Пашкевич*;
кандидат технических наук, доцент *С. Г. Рубец*

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент *В. А. Дремук*;
кандидат технических наук, доцент *А. С. Анженков*

**Д38 Детали машин и основы конструирования. Расчеты валов и осей : учебно-методическое пособие / Н. С. Сентюров [и др.]. – Горки : БГСХА, 2023. – 123 с.
ISBN 978-985-882-397-9.**

Приведены методики и примеры расчетов валов и осей, наиболее широко используемых в сельскохозяйственном машиностроении.

Для студентов учреждений, обеспечивающих получение высшего образования I ступени по специальности 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ.

**УДК 62-2(075.8)
ББК 34.44я73**

ISBN 978-985-882-397-9

© УО «Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2023

ВВЕДЕНИЕ

В современных машинах наиболее широко используется вращательное движение деталей. Менее распространено поступательное движение и его комбинация с вращательным (винтовое движение). Движение поступательно перемещающихся частей машин обеспечивается специальными устройствами, называемыми направляющими. Для осуществления вращательного движения используют специальные детали – валы и оси, которые своими специально приспособленными для этого участками – цапфами (шипами) или пятами – опираются на опорные устройства, называемые подшипниками или подпятниками.

Валом называют деталь (как правило, гладкой или ступенчатой цилиндрической формы), предназначенную для поддержания установленных на ней шкивов, зубчатых колес, звездочек, катков и т. д., непосредственно участвующих в передаче крутящего момента.

При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях помимо изгиба и кручения валы могут испытывать деформацию растяжения (сжатия).

Некоторые валы не поддерживают вращающиеся детали и работают только на кручение (карданные валы автомобилей, валки прокатных станков и др.).

Осью называют деталь, предназначенную только для поддержания установленных на ней деталей.

В отличие от вала ось не передает крутящего (вращающего) момента и работает только на изгиб. Не следует путать понятия «ось колеса» (деталь) и «ось вращения» (геометрическая линия центров вращения). Примером вращающихся осей могут служить оси железнодорожного подвижного состава, невращающихся – оси передних осей автомобиля.

Формы валов и осей весьма многообразны – от простейших цилиндров до сложных коленчатых конструкций. Форма вала определяется распределением изгибающих и крутящих моментов по его длине. Правильно спроектированный вал представляет собой балку равного сопротивления. Валы и оси вращаются, а следовательно, испытывают знакопеременные нагрузки, напряжения и деформации. Поэтому поломки валов и осей имеют усталостный характер.

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Валы и оси являются весьма ответственными деталями механизмов и машин. Поломки этих деталей, как правило, вызывают разрушение других деталей и выход из строя всей машины. Поэтому к валам и осям предъявляются определенные требования, а именно достаточная прочность и жесткость конструкции, удобство изготовления и сборки. Эти требования могут быть обеспечены при условии правильного расчета и конструирования валов и осей, а также при обоснованном выборе материала, технологии изготовления и упрочнения их изнашиваемых частей.

Классификация валов и осей может осуществляться по нескольким признакам.

По назначению валы подразделяются на передаточные, коренные, трансмиссионные, гибкие и торсионные.

Коренные валы несут основные рабочие узлы машины (роторы электродвигателей и турбин, шатунно-поршневой комплекс двигателей внутреннего сгорания и поршневых насосов и т. п.).

Передаточные валы несут различные детали механических передач (зубчатые колеса, шкивы ременных передач, звездочки цепных передач, муфты и т. д.) и служат для выполнения промежуточной функции в агрегатах машины при передаче крутящего момента. Так, передаточными валами являются первичные и вторичные валы коробок переключения передач (КПП), валы главной передачи, раздаточной коробки и т. д.

Трансмиссионные валы служат для передачи вращательного момента между отдельными агрегатами и рабочими узлами машины. Примеры трансмиссионных валов: карданная передача, полуоси, ведущие валы с шарнирами равных угловых скоростей в легковых автомобилях с передними ведущими колесами и т. п.

Гибкие валы применяют для передачи движения между деталями, оси вращения которых расположены так, что осуществить жесткую связь между ними невозможно, или в тех случаях, когда в процессе работы взаиморасположение осей изменяется. Такие валы встречаются, например, в контрольно-измерительных приборах (трос спидометра), механизированном инструменте (вал бормашины стоматолога).

Торсионные валы (торсионы) – валы малых диаметров, служащие для передачи вращающих моментов. Такие валы допускают закручивание относительно оси вращения на значительные углы.

В связи с тем что коренные, трансмиссионные, гибкие и торсионные валы являются деталями специального, а не общего назначения, то в

данном учебно-методическом пособии рассматриваются только передающие валы. Проектирование коренных, трансмиссионных, гибких и торсионных валов изучается в специальных курсах.

Форма валов и осей разнообразна и зависит от выполняемых ими функций. В отдельных случаях валы изготавливают как одно целое с цилиндрической или конической шестерней (вал-шестерня) или с червяком (вал-червяк), а также с кривошипами, эксцентриками и т. п.

По форме геометрической оси валы подразделяют на прямые и не прямые. Оси, как правило, изготавливают прямыми. По конструкции прямые валы и оси мало отличаются друг от друга.

Прямые валы и оси изготавливают гладкой (рис. 1.1, *а*) и ступенчатой (рис. 1.1, *б*) осевой формы.

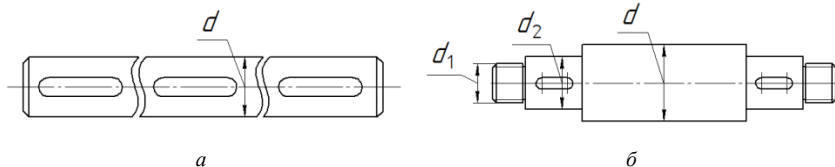


Рис. 1.1. Типы прямых валов и осей: *а* – вал гладкой осевой формы; *б* – вал ступенчатой осевой формы

Применение гладких валов осевой формы целесообразно только в том случае, если они в основном нагружены постоянным по длине вала крутящим моментом, а изгибающие моменты незначительны (например, трансмиссионные или торсионные валы).

Основное применение получили ступенчатые валы. Ступенчатость осевой формы вала, естественно, усложняет и удорожает его изготовление, но она необходима для посадки размещаемых на валу деталей на свои рабочие места без повреждения соседних участков вала и для создания упоров (заплечиков), требуемых для осевой фиксации насаженных на вал деталей и восприятия значительных осевых усилий. Помимо этого нужно отметить следующее обстоятельство: так как эпюры изгибающих моментов, возникающих в поперечных сечениях вала от внешних нагрузок, по длине вала, как правило, непостоянны и обычно сходят к нулю к концам валов, а крутящий момент обычно передается не по всей длине вала, то ступенчатость осевого сечения вала позволяет приблизить его осевую форму к наиболее выгодной (по условию прочности) форме бруса равного сопротивления.

К непрямым валам относят: кривошипные (рис. 1.2, *a*), коленчатые (рис. 1.2, *б*), гибкие (рис. 1.2, *в*), телескопические (рис. 1.2, *г*), карданные (рис. 1.2, *д*) и эксцентриковые (рис. 1.2, *e*).

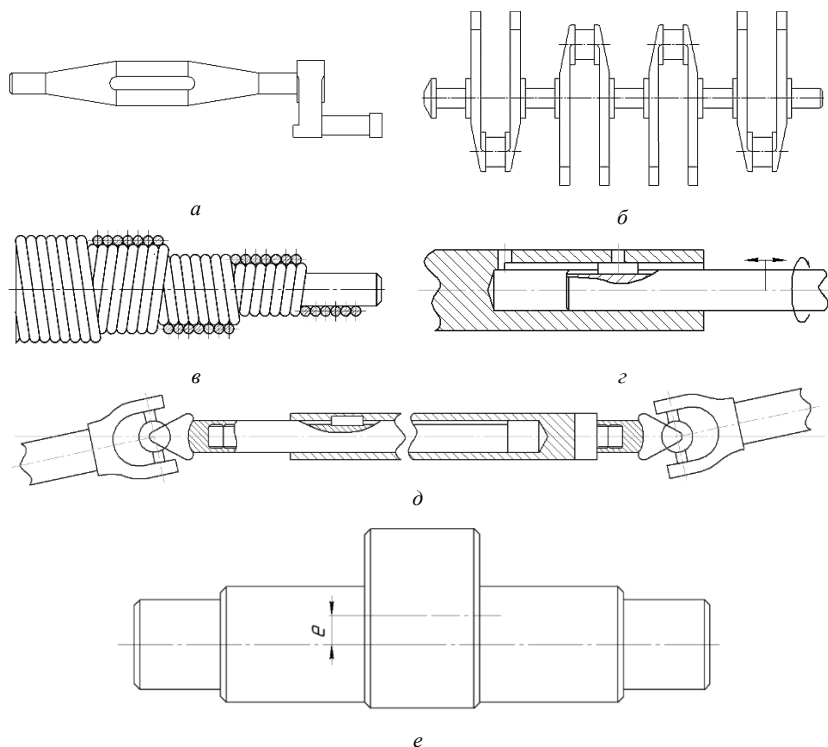


Рис. 1.2. Типы не прямых валов: *a* – кривошипный; *б* – коленчатый; *в* – гибкий; *г* – телескопический; *д* – карданный; *e* – эксцентриковый

Кривошипные и коленчатые валы используют для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (поршневые двигатели) или наоборот (компрессоры); гибкие – для передачи крутящего (вращающего) момента между узлами машин, меняющими свое положение в работе (строительные механизмы, зубообрабатывающие машины и т. п.); телескопические – при необходимости осевого перемещения одного вала относительно другого; карданные – для передачи мощности между двумя элементами трансмиссии, у которых либо

несоосны оси вращающихся соединяемых деталей, либо возможна их некоторая взаимная подвижность в пространстве; эксцентриковые – для создания большей силы при малом ходе (вал газораспределительного механизма двигателя внутреннего сгорания).

В зависимости от расположения вала в приводе различают быстроходные, промежуточные и тихоходные валы.

По виду поперечных сечений участков вала и оси различают сплошные (рис. 1.3, а) и полые (рис. 1.3, б) валы и оси с круглым (рис. 1.3, а, б) и некруглым (рис. 1.3, в, з) поперечным сечением. К некруглым поперечным сечениям относятся и сечения, имеющие шпоночные канавки (рис. 1.3, д), шлицы (рис. 1.3, е), поперечные отверстия (рис. 1.3, ж).

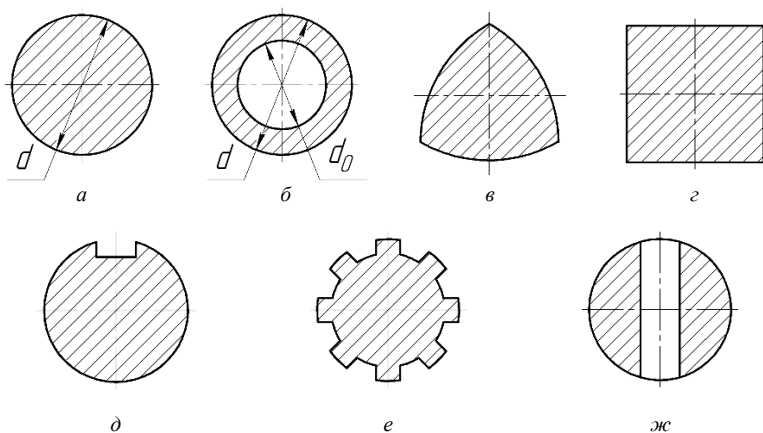


Рис. 1.3. Виды поперечных сечений валов

Применение полых валов и осей позволяет существенно снизить их массу, так как при отношении $d_0 / d = \beta$ изменение массы (площади поперечного сечения) полого и сплошного вала пропорционально $1 - \beta^2$, а снижение прочности и жесткости (осевых моментов сопротивления и инерции площади поперечного сечения) пропорционально $1 - \beta^4$. Так, например, при равной прочности сплошного и полого валов и осей с отношениями $\beta = 0,5, 0,6, 0,7$ масса последнего будет меньше соответственно на 22, 30, и 39 %. В массовом производстве иногда применяют полые сварные валы и оси постоянного сечения, изготовленные из стальной ленты, намотанной по винтовой линии. При этом экономит-

ся до 60 % металла. Однако полые валы и оси значительно сложнее в изготовлении, чем сплошные. В связи с этим основное применение получили сплошные валы и оси, а полые валы и оси применяют только при весьма жестких требованиях к их массе или при необходимости прохождения сквозь них или размещения внутри них других деталей.

Некруглые поперечные сечения (см. рис. 1.3, *в, з*) посадочных участков валов применяют в основном при действии значительных крутящих моментов, когда нецелесообразно применение шпоночных или шлицевых соединений вала со ступицами насаженных на него деталей передач, а соединения с необходимым гарантированным натягом неприменимы (например, при необходимости частой сборки и разборки соединений вала с насаженными на него деталями типа сменных зубчатых колес или при возможном разрушении ступицы насаживаемой на вал детали).

Сечения с поперечными отверстиями (см. рис. 1.3, *ж*) применяют в исключительных случаях, например при стопорении насаженных на вал деталей при помощи штифтов или шплинтов.

По методу изготовления различают цельные и составные (см. рис. 1.2, *з, д*) валы. Основное применение получили цельные валы. Применение составных валов обусловлено тем, что круглая качественная сталь, необходимая для их изготовления, поставляется длиной только до 6–7 м. В связи с этим более длинные валы изготавливают составными, что необходимо также по условиям удобства их транспортирования и монтажа. Составные валы соединяют в единое целое с помощью муфт или фланцев, расположенных на составляющих частях такого вала.

Валы и оси применяются в таких устройствах, как кривошипно-шатунные механизмы, роликовые конвейеры (рольганги), промышленные трансмиссии, опоры конвейеров, редукторы силовых и подъемных машин, намоточные узлы, прижимные и приводные конструкции и др.

Литература: [2–5, 8].

2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

При конструировании валов и осей принимают во внимание технологию сборки и разборки, способ фиксирования насаживаемой детали, механическую обработку, расход материала и пр.

В конструкции ступенчатого вала (оси) условно выделяют следующие элементы: концевые участки; участки перехода от одной ступени к другой; места посадки подшипников, уплотнений и деталей, передающих момент вращения. Каждый элемент имеет свое название (рис. 2.1).

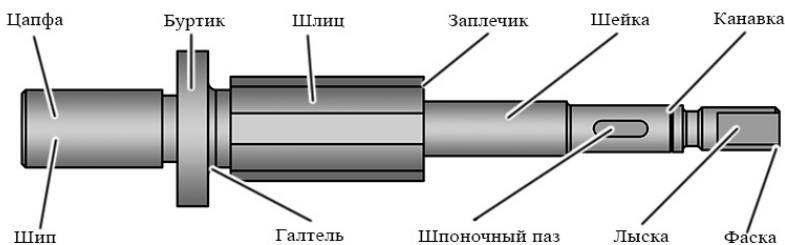


Рис. 2.1. Конструкция ступенчатого вала (оси)

Цапфа – участок вала (оси), которым он опирается на подшипник. Различают следующие виды цапф – шип, шейка и пята.

Шипом называют цапфу, расположенную на конце вала или оси и передающую преимущественно радиальную силу.

Шейкой называют промежуточную цапфу вала или оси. Как и шип, шейка передает преимущественно радиальную силу. Опорами для шипов и шеек служат подшипники скольжения или качения. Шипы и шейки по форме могут быть цилиндрическими (рис. 2.2, а, б), коническими (рис. 2.2, в), сферическими, или шаровыми (рис. 2.2, г). В большинстве случаев применяют цилиндрические цапфы.

Пятой называют цапфу, передающую осевую силу. Элементы, предназначенные для восприятия только осевой нагрузки, называются подпятниками. Подпятники служат опорами для валов, препятствуя их смещению от усилий, действующих вдоль оси. Поверхность подпятника скольжения должна соответствовать форме поверхности пяты.

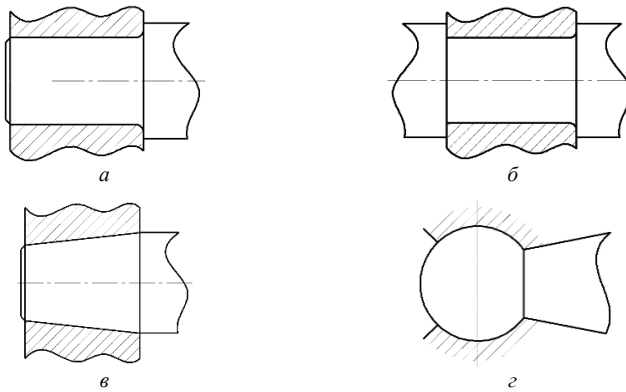


Рис. 2.2. Формы поверхностей цапф: *a* – цилиндрические; *б* – цилиндрические с буртиками; *в* – конические; *г* – шаровые

Пята по форме и числу поверхностей трения может быть: сплошной (рис. 2.3, *a*), гребенчатой (рис. 2.3, *б*), кольцевой (рис. 2.3, *в*) и сегментной.

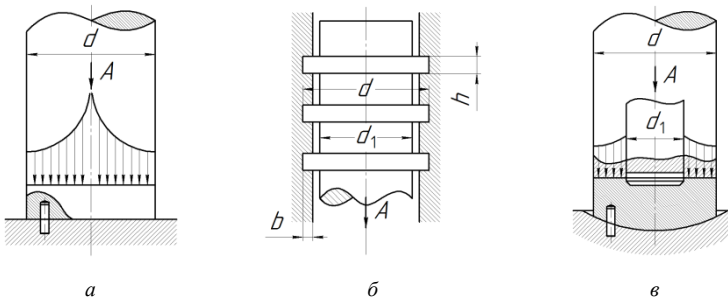


Рис. 2.3. Схема конструкции пят: *a* – сплошная; *б* – гребенчатая; *в* – кольцевая

Наибольшее распространение получили следующие конструкции пят: – **сплошная пята**, рабочей поверхностью которой является плоский торец вала с канавками для смазки (см. рис. 2.3, *a*). Сплошная пята наиболее проста в изготовлении, но характеризуется значительной неравномерностью распределения давления по ее опорной площади, затруднительным выносом продуктов износа смазочными жидкостями и существенно неравномерным износом;

– **гребенчатая пята** (см. рис. 2.3, б), рабочей поверхностью которой являются кольцевые участки вала – гребни (или заплечики), на которых сделаны канавки для смазки. Такие пяты предназначены для передачи больших осевых сил. Гребенчатая пята имеет несколько опорных поясков и предназначена для восприятия осевых нагрузок значительной величины, но в этой конструкции достаточно трудно обеспечить равномерность распределения нагрузки между гребнями (требуется высокая точность изготовления как самой пяты, так и подпятника). Сборка узлов с такими подпятниками тоже достаточно сложна;

– **кольцевая пята** (см. рис. 2.3, в), рабочей поверхностью которой является кольцо торцевой части вала с канавками для смазки. Кольцевая пята с этой точки зрения более благоприятна, хотя и несколько сложнее в изготовлении. При подаче смазки в приосевую область ее поток движется по поверхности трения в радиальном направлении, т. е. перпендикулярно направлению скольжения, и таким образом отжимается поверхность одна от другой, создавая благоприятные условия для относительного проскальзывания поверхностей;

– **сегментная пята**, которая может быть получена из кольцевой посредством нанесения на рабочую поверхность последней нескольких неглубоких радиальных канавок, симметрично расположенных по кругу. Условия трения в такой пяте еще более благоприятные по сравнению с вышеописанными. Наличие радиальных канавок способствует образованию жидкостного клина между трущимися поверхностями, что ведет к их разделению при пониженных скоростях скольжения.

К конструктивным разновидностям переходных участков между ступенями валов (осей) относятся: буртик (см. рис. 2.1), заплечик (см. рис. 2.1), канавка (рис. 2.4, а), галтель постоянного радиуса (рис. 2.4, б), галтель переменного радиуса (рис. 2.4, в), фаска (рис. 2.4, г).

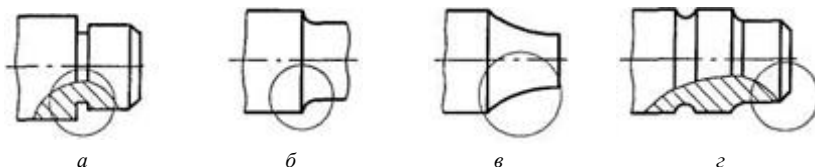


Рис. 2.4. Конструктивные разновидности переходных участков вала: а – канавка; б – галтель постоянного радиуса; в – галтель переменного радиуса; г – фаска

Буртик (см. рис. 2.1) – кольцевое утолщение вала (оси), составляющее одно целое с валом (осью). Буртик предназначен для упора деталей, установленных на валу (оси).

Заплекик (см. рис. 2.1) – переходная торцевая поверхность от одного сечения вала (оси) к другому, предназначенная для упора деталей, установленных на валу (оси).

Заплекики валов (осей) препятствуют сдвигам лишь в одном направлении. В случае возможного осевого смещения в противоположную сторону для его исключения применяют гайки, штифты, стопорные винты и т. д. Входные и выходные участки валов для установки муфт, шкивов и других деталей, передающих крутящие (вращающие) моменты, выполняют цилиндрическими (рис. 2.5, *а*) или коническими (рис. 2.5, *б*), а их размеры стандартизованы.

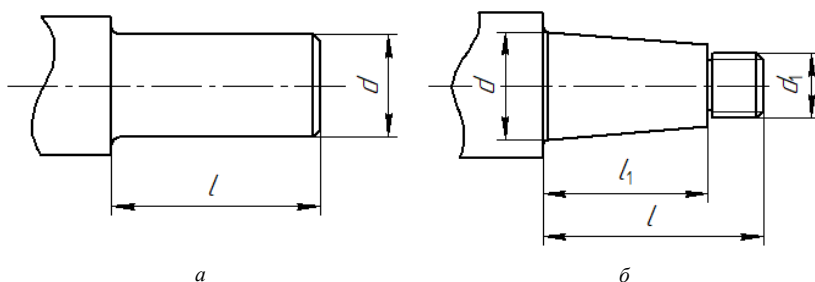


Рис. 2.5. Конструктивные разновидности выходных и входных участков валов: *а* – цилиндрические; *б* – конические

Цилиндрические концы валов проще в изготовлении и особенно предпочтительны для нарезания шлицев. Конические концы лучше центрируют насаженные на них детали и в связи с этим более предпочтительны для высокоскоростных валов.

Канавка – углубление малой протяженности на цилиндрической поверхности вала, выполненное по радиусу к оси вала. Канавка очень часто используется для оформления перехода от цилиндрической поверхности вала к торцевой поверхности его заплекика. Канавки для выхода шлифовальных кругов обычно выполняются для валов диаметром 10...50 мм, шириной $b = 3$ мм и глубиной $e = 0,25$ мм, а для валов диаметром 50...100 мм – $b = 5$ мм и $e = 0,5$ мм. Канавки должны иметь максимальные радиусы. Канавки существенно повышают стойкость шлифовальных кругов, но вызывают значительную концентрацию напряжений

и понижают прочность валов при переменных напряжениях. Канавки также необходимы на концах участков с резьбой для выхода резьбонарезного инструмента.

Галтель – криволинейная поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему.

Переходные участки между двумя диаметрами выполняют с галтелью постоянного радиуса (см. рис. 2.4, б) и с галтелью переменного радиуса (рис. 2.4, в). Галтель снижает концентрацию напряжений, увеличивает долговечность и повышает прочность перехода в местах изменения диаметра вала (оси). Применяется она на сильно нагруженных участках валов (осей).

Галтель вала (оси), углубленную за плоскую часть заплечика, называют поднутрением. Поднутрение обеспечивает благоприятные условия для формирования торцевой опорной поверхности заплечика, так как является пространством для выхода инструмента, формирующего эту поверхность при механической обработке (резец, шлифовальный круг), но не исключает возможности образования ступеньки на цилиндрической поверхности вала или оси при ее окончательной обработке. Размер галтели определяется диаметром вала или оси согласно ГОСТ 6636-69.

Фаска (см. рис. 2.4, а, з) – скошенная часть боковой поверхности вала (оси) у торца вала (оси), заплечика, буртика. Фаска облегчает установку деталей на валу при сборке. Размер фасок принимают по ГОСТ 12080-66 в зависимости от диаметра вала.

Шпоночный паз – углубление, предназначенное для установки шпонки. Его выполняют на участках крепления деталей, передающих крутящий (вращающий) момент. Размеры шпоночных пазов принимают по ГОСТ 23360-78.

Шлиц – паз на валу, в который входит зуб сопрягаемой детали.

При средних значениях крутящего момента и менее высоких требованиях к точности центрирования применяют шпоночные соединения, а при высоких вращающих моментах и повышенных требованиях к центрированию – шлицевые соединения.

Лыска – плоская поверхность вала, получаемая путем удаления части металла фрезой.

Литература: [2-5, 8, 9].

3. МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Известно, что все детали машин, конструкций, взаимодействуя между собой, оказывают друг на друга силовые воздействия, воспринимают нагрузку извне. Поэтому при конструировании различных сооружений, деталей машин и механизмов необходимо правильно выбрать материал, технологию изготовления изделия, обеспечивающие их эксплуатационную надежность и долговечность.

Из всех известных в технике материалов лучшее сочетание прочности, надежности и долговечности имеет сталь, поэтому она является основным материалом для изготовления ответственных изделий, подвергающихся большим нагрузкам. Свойства стали зависят от ее структуры и состава. Совместное воздействие термической обработки, которая изменяет структуру, и легирования – эффективный способ повышения комплекса механических характеристик стали.

Основными материалами валов (осей) являются углеродистые и легированные стали, так как они обладают высокой прочностью, способностью к поверхностному и объемному упрочнению, легко получают прокаткой цилиндрических заготовок и хорошо обрабатываются на станках.

Сталь качественная конструкционная углеродистая (ГОСТ 1050-2013), например стали 20 и 25, используется для поковок, служащих заготовками для фасонных валов или валов большого диаметра (диаметр более 150 мм). Эти стали экономичны и используются без термообработки для средненагруженных валов (осей), когда решающим фактором для них является жесткость. Для упрочнения поверхностей эти стали могут подвергаться цементации, азотированию. Из сталей 40, 45, 50 часто изготавливают кованные и штампованные заготовки для прямых валов, коленчатых валов и валов-шестерен. Эти стали нормализуются или улучшаются и применяются в более ответственных случаях. Особенно часто применяется сталь 45, которую иногда называют валовой. Из стали 15Г изготавливают заготовки, получаемые ковкой и штамповкой в горячем состоянии, или же валы, подлежащие цементации, например кулачковые валики, шарниры муфт. Сталь 50Г применяется в условиях сильного истирания, например для валов-шестерен, шлицевых валов.

В обычных условиях для изготовления валов (осей) без термообработки часто используют и некоторые углеродистые стали обычного качества (ГОСТ 380-2005): Ст3, Ст4, Ст5. В более ответственных случаях или при тяжелых нагрузках валы (оси) делают из легированных сталей

(ГОСТ 4543-2016), например из стали 15X, 20X – поковки для валов (осей), валов-шестерен, валов-червяков, распределительных валов, поршневых и шаровых пальцев (с последующей цементацией). При неудовлетворительной выносливости термоулучшенных валов или при наличии у них изнашиваемых участков (под манжетными уплотнениями, шлицевых и т. д.) валы, изготовленные из указанных сталей, подвергают в этих местах поверхностной закалке с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ) и низким отпуском. Стали 30X, 40X, улучшаемые, с объемной закалкой или поверхностной токами высокой частоты, используются для валов (осей), валов-червяков, полуосей автомобилей, коленчатых валов. Из стали 20ХН получают валики, пальцы поршней, шлицевые валики. Тяжелонагруженные и ответственные валы изготавливают из легированных сталей 40ХН, 40ХНМА, 12ХН3А, 18ХГТ, 30ХГС и др. с соответствующей термообработкой, улучшающей механические свойства стали (отжиг, нормализация, закалка, отпуск). Легированные стали хорошо воспринимают объемную термообработку и отличаются высокой прокаливаемостью. Цементируемые стали (например, 20X, 12ХН3А, 18ХГТ) или азотируемые (например, 38ХЮ, 38ХМЮА, легированные алюминием) применяются, когда цапфы вала или шлицы на валу должны иметь высокую твердость, чтобы противостоять износу, а также для валов-шестерен, изготовленных заодно.

Улучшающей термообработке ($HRC_3 \leq 45$) чаще всего подвергают деталь уже после предварительной токарной обработки. Окончательно посадочные поверхности и цапфы шлифуют на шлифовальных станках, а в ремонтном производстве иногда на токарном станке с применением специальной шлифовальной головки.

Быстроходные валы, вращающиеся в опорах скольжения, требуют весьма высокой твердости поверхностей их цапф. В связи с этим такие валы изготавливают из цементируемых сталей 15X, 20X, 18ХГТ, 12ХН3А и т. п. или азотируемых сталей типа 38Х2МЮА. Вал, изготовленный с минимальным припуском под окончательную обработку, подвергается поверхностной химико-термической обработке (цементация, азотирование и т. п.) и закаливается до высокой поверхностной твердости ($HRC_3, 55 \dots 65$).

Для неотчетственных малонагруженных конструкций валов и осей применяют углеродистые стали без термической обработки.

Механические характеристики некоторых материалов валов и осей представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Механические характеристики валов и осей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ (не менее)	Механические характеристики, МПа				[σ_0] _n
			σ_b	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	
Ст5 45	Любой	190	520	280	220	130	100...160
	Любой	200	560	280	250	150	
	≤120	240	780	540	360	200	
40Х	≤80	270	900	650	410	230	155...200
	≤200	240	790	640	370	210	
	Любой	200	730	500	320	200	
40ХН	≤120	270	900	750	410	240	195...240
	≤200	270	920	750	420	230	
	Любой	240	820	650	360	210	
20Х 18ХГТ 20Х2Н4А 18Х2Н4ВА	≤120	197	650	400	310	170	130...175
	≤60	330	1150	950	500	280	175...230
	Любой	255...277	1300	1100	340	210	170...210
370		1050	800	340	210	160...200	
20Л	Любой	116...144	400...550	200	130	90	–
30Л		131...157	450...600	230	150	100	–
40Л		160	520	290	180	120	–
50Л		162...229	550...700	340	230	150	–

В условиях, угрожающих коррозией, валы делают из специальных сталей, например 1Х13, 3Х13, 4Х14, Х18. Возможно также покрытие эмалью, резиной или защита валов из обычных сталей при помощи полимерных и бронзовых рубашек. Реже валы (оси) изготавливают из стального литья (стали 35Л, 40Л, 45Л, 50Л) с термообработкой (отжиг или нормализация). Иногда применяют качественный серый чугун, высокопрочный и модифицированный чугун (коленчатые валы, валы с большими фланцами) или сплавы цветных металлов (в приборах).

Для валов, размеры которых определяются не прочностью, а жесткостью, применяют углеродистые конструкционные стали 20, 35 и т. п. без их термообработки. Термообрабатываемые стали в этом случае целесообразно применять только тогда, когда это определяется требованиями долговечности цапф, шлицев и других изнашиваемых поверхностей валов.

Литература: [2–6, 8, 9].

4. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Основными критериями работоспособности являются прочность и жесткость.

Под прочностью понимают способность валов (осей) сопротивляться действию постоянных и переменных по величине и направлению нагрузок без разрушения.

Под жесткостью понимают способность валов (осей) сопротивляться деформации от приложенного усилия вдоль выбранного направления в заданной системе координат.

Прочность валов (осей) определяют размером и характером напряжений, возникающих под влиянием сил, действующих со стороны установленных на них деталей машин. Переменные по размеру или направлению силы, действующие на валы и оси, вызывают переменные напряжения. Постоянные по направлению и размеру силы вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся осях и валах – переменные напряжения. Вращающиеся вместе с валами и осями нагрузки (например, центробежные силы) вызывают постоянные напряжения.

Разрушение может происходить от статических нагрузок (статическая прочность) и от переменных во времени нагрузок, которые приводят к усталостному разрушению (усталостная прочность).

Неподвижные оси, в которых возникают постоянные напряжения (например, неподвижная ось блока крюковой подвески), рассчитывают на статическую прочность.

Валы и вращающиеся при работе оси испытывают циклически изменяющиеся напряжения. Практикой установлено, что разрушение валов и осей быстроходных машин в большинстве случаев носит усталостный характер, поэтому основным является расчет на усталостную прочность.

Статическая прочность для неподвижных осей оценивается коэффициентом запаса по пределу текучести, усталостная прочность для валов и вращающихся осей – коэффициентом запаса прочности, а жесткость – прогибом в местах посадок деталей и углами наклона или закручивания сечений.

При расчете на усталостную прочность необходимо определить наибольшее напряжение в опасном сечении детали. При этом нужно знать предельное напряжение для материала.

Для окончательного расчета вала необходимо знать его конструкцию, тип и расположение опор, места приложения внешних нагрузок.

Вместе с тем подбор подшипников можно осуществить только тогда, когда известен диаметр вала. Поэтому расчет валов выполняется в два этапа: предварительный (проектный) и окончательный (проверочный). Для упрощения расчета вала составляется расчетная схема.

В предварительном расчете, связанном с нахождением размеров наиболее напряженных сечений, сопоставляют наибольшее напряжение с допускаемым. По результатам этого расчета конструируют вал и уже после этого проверяют запас прочности с учетом геометрии (концентраторов напряжений), материала и технологии изготовления.

Основными расчетными силовыми факторами являются крутящие T и изгибающие M моменты.

Валы, рассчитанные по критерию прочности, не всегда обеспечивают нормальную работу машин из-за недостаточной жесткости.

При действии нагрузок в валах появляются деформации в виде прогибов, углов поворота сечений при изгибе, углов закручивания при кручении. Сконструированный вал проверяют на жесткость по линейным деформациям при изгибе $f \leq [f]$, по угловым деформациям при изгибе $\theta \leq [\theta]$ и кручении $\varphi \leq [\varphi]$, по вероятности неразрушения.

Большие перемещения сечений валов при изгибе могут вызвать заклинивание подшипников. Изгибная и крутильная жесткости валов существенно влияют на частотные характеристики при появлении изгибных и крутильных колебаний. При возникновении колебаний напряжения в валах существенно возрастают и будут определяться не внешней нагрузкой, а силами инерции колеблющихся масс. Наибольшую опасность для конструкции будет представлять резонанс напряжений и перемещений. В червячном редукторе проверка жесткости должна быть выполнена для вала-червяка.

Валы также могут рассчитывать на виброустойчивость (колебания). Избежать наступления резонанса можно путем изменения частоты собственных колебаний (реже за счет изменения частоты вынужденных колебаний).

Одна из основных задач расчета вала на колебания (вибрацию) состоит в определении частоты собственных колебаний и установлении допустимого диапазона частоты его вращения в рабочих режимах. Устойчивая работа вала обеспечивается, если в докритической области частот $n \leq 0,7n_{кр}$, а в закритической области $n \leq 1,3n_{кр}$.

Литература: [2–5, 8, 9].

5. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ВАЛОВ

При расчете валов учитывают изгибающие и крутящие моменты. Влияние сжимающих и растягивающих сил мало и обычно не учитывается.

Расчет валов выполняется в два этапа: проектный (предварительный) и проверочный (окончательный).

Проектный расчет валов производят на статическую прочность для ориентировочного определения диаметров. В начале расчета известен только крутящий (вращающий) момент T на валу. Изгибающие моменты M определяются после разработки конструкции вала.

Кроме того, только после разработки конструкции определяются места концентрации напряжений. Поэтому проектный расчет вала производят условно только на кручение. При этом расчете влияние изгиба, концентрации напряжений и характер нагрузки на прочность вала компенсируются понижением допускаемых напряжений на кручение $[\tau_{кр}]$.

Проверочный расчет валов производится после окончательной разработки конструкции и сводится к определению коэффициента запаса усталостной прочности для опасного сечения или для нескольких предположительно опасных сечений.

5.1. Проектный расчет валов

1. Принять материал вала и выписать его механические характеристики (см. табл. 3.1).

2. Выполнить эскиз вала. Примеры эскизов валов представлены на рис. 5.1, 5.2. Вал принимается ступенчатой формы, основными участками его являются: диаметр выходного конца вала $d_в$, диаметр вала под уплотнение $d_у$, диаметр вала под резьбу $d_р$ (для быстроходного вала конического редуктора), диаметр вала под подшипник $d_п$, диаметр вала под буртик подшипника $d_{бп}$, диаметр вала под колесо (шестерню) $d_к$ ($d_{ш}$), диаметр вала под буртик колеса (шестерни) $d_{бк}$ ($d_{бш}$).

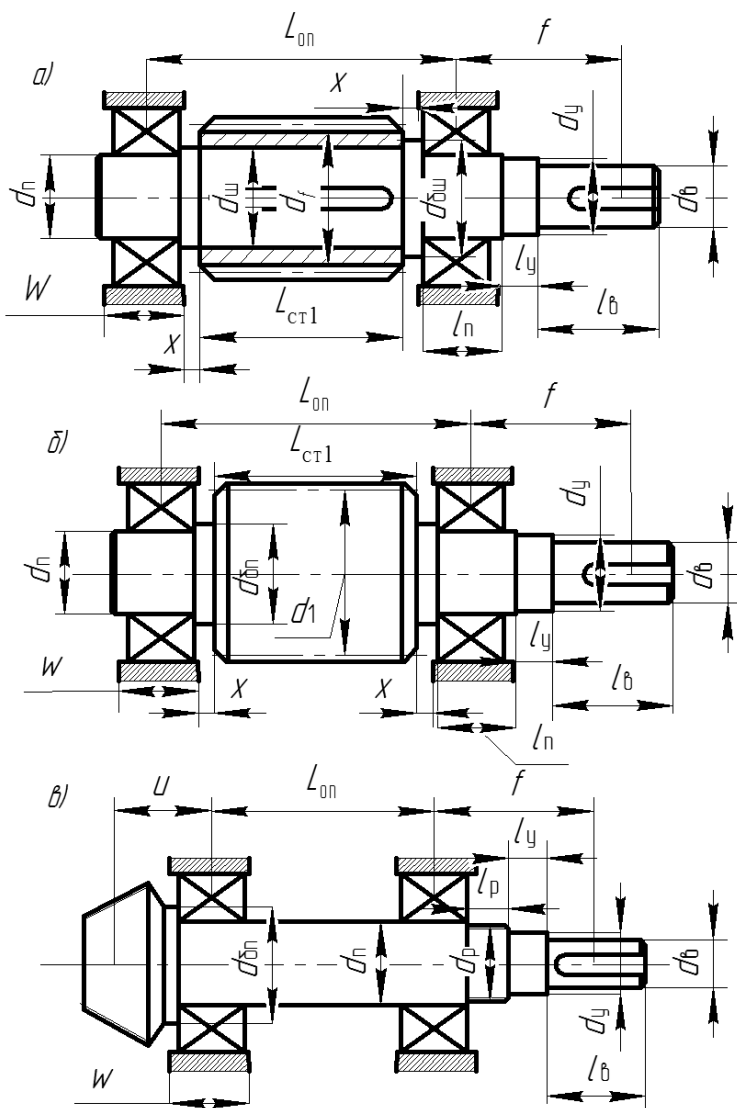


Рис. 5.1. Конструкция быстроходных (входных) валов редукторов:
 а – цилиндрического; б – цилиндрического (вал-шестерня)
 или червячного (вал-червяк); в – конического

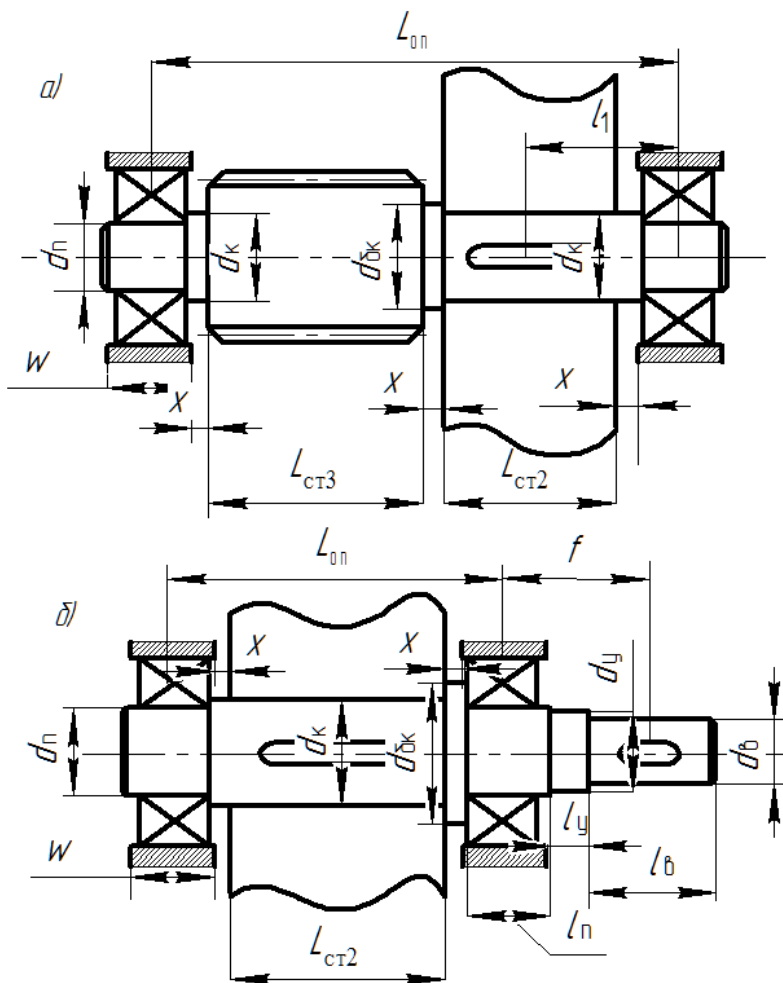


Рис. 5.2. Конструкция промежуточного (а) и выходного (б) валов

3. Рассчитать диаметры участков валов с учетом расположения зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек, полумуфт и подшипников качения.

3.1. Определить диаметр входного (выходного) участка вала (для быстроходного вала – входного участка вала, для тихоходного вала –

выходного участка вала) или диаметр участка вала под колесо d_k (для промежуточного вала) из расчета на кручение, приняв пониженное допусаемое напряжение $[\tau_{кр}] = 20...35$ МПа для быстроходного или тихоходного валов и $[\tau_{кр}] = 10...20$ МПа для промежуточного вала (мм):

$$d_v \text{ или } d_k \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau_{кр}]}} \quad (5.1)$$

где T – крутящий момент вала, Н · м.

Полученный размер округлить в большую сторону до нормального размера из ряда R_a 40 (ГОСТ 6636-69): 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130 и далее через 10 мм.

Диаметр входного (выходного) участка быстроходного вала, соединенного с двигателем через муфту, принять по соотношению

$$d_v = (0,8...1,0)d_{дв}, \quad (5.2)$$

где $d_{дв}$ – диаметр вала электродвигателя.

3.2. Определить диаметр участка вала под уплотнение:

– для быстроходного и тихоходного валов редуктора

$$d_y = d_v + (3...5) \text{ мм}. \quad (5.3)$$

Полученное значение необходимо согласовать с внутренним диаметром манжеты по табл. 5.1.

3.3. Определить диаметр участка вала под резьбу:

– для быстроходного вала конического редуктора

$$d_p \geq d_y. \quad (5.4)$$

Диаметр участка вала под резьбу принять в соответствии с основными размерами метрической резьбы (ГОСТ 24705-2004): 15; 16; 17; 18; 20; 22; 24; 25; 26; 27; 28; 30; 32; 33; 35; 36; 38; 39; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 56; 58; 60; 62; 64; 70 мм (приведен с сокращениями).

3.4. Определить диаметр участка вала под подшипник:

– для быстроходного и тихоходного валов цилиндрического и червячного редукторов

$$d_{п} = d_y + (3...5) \text{ мм}; \quad (5.5)$$

– для быстроходного вала конического редуктора

$$d_{\text{п}} = d_{\text{п}} + (3 \dots 5) \text{ мм}; \quad (5.6)$$

– для промежуточного вала редуктора

$$d_{\text{п}} = d_{\text{к}} + (3 \dots 5) \text{ мм}. \quad (5.7)$$

Полученное значение диаметра участка вала под подшипник $d_{\text{п}}$ должно быть равно 10, 12, 15, 17 мм и далее оканчиваться либо на 0, либо на 5 (например, $d_{\text{п}} = 20, 25, 30, 35$ и т. д. до 495 мм).

Таблица 5.1. Манжеты резиновые армированные (ГОСТ 8752-79)

		Размеры, мм			
		d	D	$b_{\text{м}}$	$b_{\text{м1}}$
	Тип 1	10; 11 12; 13; 14 15; 16 17 18; 19	26 28 30 32 35	7	–
	Тип 2	20; 21; 22 24 25 26 30; 32 35; 36; 38 40 42 45 48; 50 52	40 41 42 45 52 58 60 62 65 70 75	10	14
		55; 56; 58 60 63; 65 70; 71 75 80 85 90; 95 100 105	80 85 90 95 100 105 110 120 125 130	12	16

3.5. Определить диаметр участка вала под буртик подшипника:

– для быстроходного вала редуктора (вал-шестерня или вал-червяк)

$$d_{\text{бп}} = d_{\text{п}} + (3 \dots 5) \text{ мм}. \quad (5.8)$$

- 3.6. Определить диаметр участка вала под колесо (шестерню):
– для быстроходного вала редуктора

$$d_{ш} = d_{п} + (3...5) \text{ мм}; \quad (5.9)$$

- для тихоходного вала редуктора

$$d_{к} = d_{п} + (3...5) \text{ мм}. \quad (5.10)$$

Рекомендуется выполнять шестерню совместно с валом (вал-шестерня) при выполнении условия $d_1 \leq 2d_{ш}$. Если условие не выполняется, то соединение шестерни с валом осуществляется с помощью шпоночного или шлицевого соединения.

- 3.7. Определить диаметр участка вала под буртик колеса (шестерни):
– для быстроходного вала редуктора

$$d_{бш} = d_{ш} + (3...5) \text{ мм}; \quad (5.11)$$

- для промежуточного и тихоходного валов редуктора

$$d_{бк} = d_{к} + (3...5) \text{ мм}. \quad (5.12)$$

4. Предварительно рассчитать длины участков валов с учетом расположения зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек, полумуфт и подшипников качения.

- 4.1. Определить длину входного (выходного) участка вала:

$$l_{в} = (1,0...1,5)d_{в}. \quad (5.13)$$

- 4.2. Определить длину участка вала под уплотнение:

$$l_{у} \geq b_{м}, \quad (5.14)$$

где $b_{м}$ – ширина манжеты, мм, принимается по табл. 5.1 в зависимости от рассчитанного диаметра вала под уплотнение.

- 4.3. Определить диаметр участка вала под подшипник:

$$l_{п} = (1,0...1,2)d_{п}. \quad (5.15)$$

4.4. Определить диаметр участка вала под резьбу (только для быстроходного вала конической передачи):

$$l_{р} \approx 0,4d_{п}. \quad (5.16)$$

5. Определить межопорное расстояние и расстояния между действующими на вал силами и реакциями в опорах.

Межопорное расстояние определяется по следующей зависимости:

– для быстроходного вала цилиндрического одноступенчатого редуктора (см. рис. 5.1, *a*; 5.2, *б*)

$$L_{\text{оп}} \approx L_{\text{ст1}} + 2x + w, \quad (5.17)$$

где $L_{\text{ст1}}$ – длина ступицы шестерни, мм. Размер длины ступицы предварительно принимают либо равным ширине шестерни ($L_{\text{ст1}} = b_1$), либо немного больше ($L_{\text{ст1}} = b_1 + 5 \dots 10$ мм);

x – зазор между ступицами зубчатых колес и внутренними стенками корпуса редуктора, мм. Рекомендуется принимать зазор равным 8...15 мм;

w – ширина стенки корпуса в месте установки подшипников качения, мм. Принимается по табл. 5.2 в зависимости от передаваемого валом крутящего момента;

Таблица 5.2. Ориентировочные значения e, u, f, w для валов, мм

Передаваемый крутящий момент $T, \text{Н} \cdot \text{м}$	e	u	f , не менее	w
До 10	40...65	30...55	35...50	20...40
10...20	45...70	35...60	40...55	25...45
20...40	50...80	40...65	45...65	25...50
40...60	55...85	45...75	50...70	25...55
60...80	60...90	50...80	55...75	30...55
80...100	65...100	55...90	60...80	30...60
100...200	70...120	60...100	60...90	30...70
200...400	80...145	70...130	70...105	40...80
400...600	100...160	90...140	80...115	45...85
600...800	115...175	105...155	90...125	50...90
800...1000	130...185	120...165	95...135	55...95

– для быстроходного вала конического редуктора

$$L_{\text{оп}} \approx e, \quad (5.18)$$

где e – расстояние между опорами вала, мм. Принимается по табл. 5.2 в зависимости от передаваемого валом крутящего момента;

– для быстроходного вала червячного редуктора (вал-червяк) (см. рис. 5.1, б)

$$L_{\text{оп}} \approx d_{\text{ам}2}, \quad (5.19)$$

где $d_{\text{ам}2}$ – наибольший диаметр червячного колеса, мм;

– для промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого и коническо-цилиндрического редуктора (рис. 5.2, а)

$$L_{\text{оп}} \approx L_{\text{ст}2} + L_{\text{ст}3} + 3x + w, \quad (5.20)$$

где $L_{\text{ст}2}$ – длина ступицы колеса первой ступени редуктора, мм. Размер длины ступицы предварительно принимают равным для цилиндрической передачи $L_{\text{ст}2} = (1,0 \dots 1,5)d_{\text{к}}$, для конической передачи $L_{\text{ст}2} = (1,2 \dots 1,5)d_{\text{к}}$;

$L_{\text{ст}3}$ – длина ступицы шестерни второй ступени редуктора, мм. Размер длины ступицы предварительно принимают либо равным ширине шестерни ($L_{\text{ст}3} = b_1$, здесь b_1 – ширина шестерни второй ступени редуктора), либо немного больше ($L_{\text{ст}3} = b_1 + 5 \dots 10$ мм).

Для быстроходного и тихоходного валов цилиндрического и коническо-цилиндрического двухступенчатого редукторов межопорное расстояние принимается равным как для промежуточного вала;

– для тихоходного вала конического одноступенчатого редуктора

$$L_{\text{оп}} \approx 2(L_{\text{ст}2} + 2x + \frac{w}{2}); \quad (5.21)$$

– для тихоходного вала червячного одноступенчатого редуктора

$$L_{\text{оп}} \approx L_{\text{ст}4} + 2x + w, \quad (5.22)$$

где $L_{\text{ст}4}$ – длина ступицы червячного колеса, мм. Размер длины ступицы предварительно принимают равным $L_{\text{ст}4} = (1,2 \dots 1,5)d_{\text{к}}$.

При расчете быстроходного и тихоходного валов расстояние f (см. рис. 5.1, 5.2) от точки приложения нагрузки, действующей на входном (выходном) участке вала, до точки приложения радиальной реакции от подшипника качения принимается по табл. 5.2 в зависимости от передаваемого валом крутящего момента.

При расчете быстроходного и тихоходного валов с консольным расположением зубчатых колес расстояние u (см. рис. 5.1, в) от точки приложения сил, действующих в зацеплении зубчатых колес передачи, до

точки приложения радиальной реакции от подшипника качения принимается по табл. 5.2 в зависимости от передаваемого валом крутящего момента.

При несимметричном расположении зубчатых колес относительно опор:

– расстояние от точки приложения сил, действующих в зацеплении зубчатых колес передачи, до ближайшей точки приложения радиальной реакции от подшипника качения определяется по формуле

$$l_1 = \frac{L_{\text{кр}2}}{2} + x + \frac{w}{2}; \quad (5.23)$$

– расстояние от дальней точки приложения радиальной реакции от подшипника качения до точки приложения сил, действующих в зацеплении зубчатых колес передачи, определяется по формуле

$$l_2 = L_{\text{оп}} - l_1. \quad (5.24)$$

При расчете промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого и коническо-цилиндрического редуктора:

– расстояние от ближайшей точки приложения радиальной реакции от подшипника качения до точки приложения сил, действующих в зацеплении зубчатых колес передачи первой ступени, определяется по формуле (5.23);

– расстояние от точки приложения радиальной реакции от подшипника качения до точки приложения сил, действующих в зацеплении зубчатых колес передачи второй ступени,

$$l_3 = \frac{L_{\text{кр}3}}{2} + x + \frac{w}{2}; \quad (5.25)$$

– расстояние от точки приложения сил, действующих в зацеплении зубчатых колес передачи первой ступени, до точки приложения сил, действующих в зацеплении зубчатых колес передачи второй ступени,

$$l_2 = L_{\text{оп}} - l_1 - l_3. \quad (5.26)$$

6. Выписать (из раздела «Расчет передач») значения сил в зацеплении и нагрузок на вал от ременных и цепных передач. Нагрузка на валы от шкивов и звездочек направлена по линии центров шкивов и звездочек.

В соответствии с ГОСТ 16162-85 консольную нагрузку на валы от муфты рекомендуется принимать:

на быстроходном валу $F_{m1} = 50\sqrt{T_6}$ при $T_6 \leq 25 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$$F_{m1} = 80\sqrt{T_6} \text{ при } 25 < T_6 \leq 250 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на тихоходном валу $F_{m2} = 125\sqrt{T_t}$ – для зубчатых редукторов;

$$F_{m2} = 250\sqrt{T_t} \text{ – для червячных редукторов,}$$

где T_6, T_t – передаваемый крутящий момент быстроходным и тихоходным валом соответственно, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Направление действия нагрузки на вал от муфты принять в сторону, увеличивающую прогиб вала.

7. Начертить схему нагружения вала (желательно под эскизом вала). Считать силы приложенными в середине участков (подшипника, ступицы). Разложить силы в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Одну из них для удобства можно назвать вертикальной (YOZ), другую – горизонтальной (XOZ).

8. Определить реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Для этого составляются два уравнения равновесия плоской системы сил. Направление действия сил по отношению к опоре по часовой стрелке следует считать отрицательным; против часовой стрелки – положительным. После определения реакций произвести проверку, составив сумму проекций всех действующих сил в рассматриваемых плоскостях.

9. Определить суммарные радиальные реакции в опорах вала (H):

$$R_1 = \sqrt{R_{1X}^2 + R_{1Y}^2}; \quad (5.27)$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2X}^2 + R_{2Y}^2}, \quad (5.28)$$

где R_{1X}, R_{1Y} – реакции в первой опоре горизонтальной и вертикальной плоскости соответственно;

R_{2X}, R_{2Y} – реакции во второй опоре горизонтальной и вертикальной плоскости соответственно.

10. Построить эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях и эпюру передаваемого крутящего момента.

При построении эпюр изгибающих моментов соблюдаются следующие допущения:

а) если поперечная сила постоянна, то изгибающий момент изменяется по линейному закону;

б) в сечении, где приложена внешняя сосредоточенная сила, перпендикулярная к оси элемента, эпюра моментов имеет излом;

в) в сечении, где приложен внешний сосредоточенный момент от действия осевой силы F_x , эпюра моментов имеет скачок на величину этого момента;

г) в конечном сечении балки изгибающий момент равен моменту сосредоточенной пары;

д) эпюры изгибающих моментов строятся на сжатом волокне.

При расчете быстроходного вала крутящий момент T передается от точки действия нагрузки от элемента, находящегося на входном участке вала (ступица полумуфты, шкива, звездочки или зубчатого колеса открытой передачи), до точки приложения сил, действующих в зацеплении цилиндрической (конической, червячной или др.) передачи редуктора.

При расчете промежуточного вала крутящий момент T передается от точки приложения сил, действующих в зацеплении цилиндрической (конической, червячной или др.) передачи первой ступени редуктора, до точки приложения сил, действующих в зацеплении цилиндрической (конической, червячной или др.) передачи второй ступени редуктора.

При расчете тихоходного вала крутящий момент T передается от точки приложения сил, действующих в зацеплении цилиндрической (конической, червячной или др.) передачи редуктора, до точки действия нагрузки от элемента, находящегося на выходном участке вала (ступица полумуфты, шкива, звездочки или зубчатого колеса открытой передачи). Эпюра передаваемого крутящего момента имеет прямоугольную форму.

11. Определить суммарный изгибающий момент в опасном сечении вала. Опасным сечением считается наиболее нагруженный участок вала, который определяется визуально по значениям изгибающих моментов в одном сечении горизонтальной и вертикальной плоскости.

Суммарный изгибающий момент в опасном сечении вала определяется по формуле

$$M_{\Sigma I} = \sqrt{M_{IX}^2 + M_{IY}^2}, \quad (5.29)$$

где M_{iX} , M_{iY} – значения изгибающего момента, действующего в опасном сечении, в горизонтальной и вертикальной плоскости соответственно.

12. Определить эквивалентный момент:

$$M_{\text{эKB}} = \sqrt{M_{\Sigma i}^2 + T^2}. \quad (5.30)$$

13. Определить диаметр вала (мм) в опасном сечении:

$$d_{\text{оп}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эKB}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]_{\text{и}}}}, \quad (5.31)$$

где $[\sigma_{-1}]_{\text{и}}$ – допускаемое напряжение при изгибе для обеспечения не только прочности, но и достаточной жесткости вала, $[\sigma_{-1}]_{\text{и}} = 50 \dots 60$ МПа.

Если в опасном сечении имеется ослабление вала пазом под шпонку, то полученный по формуле (5.31) размер увеличивают на 10 %. Полученное значение сравнивают с предварительно определенным значением диаметра участка вала, попавшего в опасное сечение (см. п. 3 данного раздела). В случае если диаметр вала в опасном сечении $d_{\text{оп}}$ больше, чем диаметр участка вала, определенный в п. 3, то необходимо произвести корректировку значений диаметров участков вала (например, если $d_{\text{оп}} > d_{\text{п}}$, то принимают $d_{\text{п}} \geq d_{\text{оп}}$ с учетом рекомендаций п. 3.4).

5.2. Проверочный расчет валов на усталостную прочность

Проверочный расчет на усталостную прочность производится для опасного сечения вала.

Рассчитать коэффициент запаса усталостной прочности по следующей зависимости:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S], \quad (5.32)$$

где S_{σ} – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;
 S_{τ} – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;
 $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности,
 $[S] = 1,5 \dots 2,5$.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям определяется по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a}{\beta} \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \Psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (5.33)$$

где σ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба,

$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_b$ (либо принимается по табл. 3.1);

σ_a – амплитуда нормальных напряжений, МПа;

β – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности; при $R_a = 0,32...2,5$ мкм принимают $\beta = 0,97...0,90$;

k_{σ} – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений (табл. 5.3);

ε_{σ} – масштабный фактор нормальных напряжений (табл. 5.4);

Ψ_{σ} – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения нормальными напряжениями.

Для углеродистых сталей $\Psi_{\sigma} = 0,2$, для легированных сталей

$\Psi_{\sigma} = 0,25...0,3$;

σ_m – среднее напряжение цикла нормальных напряжений, МПа.

Таблица 5.3. Значения коэффициентов k_{σ} и k_{τ}

Концентратор		σ_b , МПа			
		600	700	800	900
Шпоночные канавки	k_{σ}	1,6	1,75	1,8	1,9
	k_{τ}	1,5	1,6	1,7	1,9
Шлицы прямоугольные	k_{σ}	1,55	1,6	1,65	1,7
	k_{τ}	2,35	2,45	2,55	2,65
Шлицы эвольвентные	k_{σ}	1,55	1,6	1,65	1,7
	k_{τ}	1,46	1,49	1,52	1,55
Нарезка витков вала-червяка	k_{σ}	2,23	2,3	2,37	2,44
	k_{τ}	1,63	1,7	1,77	1,84

Амплитуда нормальных напряжений определяется по формуле

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma i}}{W}, \quad (5.34)$$

где W – момент сопротивления при изгибе, мм³.

Для сплошного круглого сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32}, \quad (5.35)$$

где d – диаметр участка вала в опасном сечении, мм.

Таблица 5.4. Значения масштабных факторов ϵ_σ и ϵ_τ

Напряженное состояние и материал	Диаметр вала, мм							
	15	20	30	40	50	70	80	100
Изгиб для углеродистой стали ϵ_σ	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,73	0,7
Изгиб для легированной стали ϵ_σ ; кручение для всех сталей ϵ_τ	0,87	0,83	0,77	0,73	0,7	0,66	0,63	0,59

Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношения $k_\sigma / \epsilon_\sigma$ и k_τ / ϵ_τ (табл. 5.5).

Таблица 5.5. Значения $k_\sigma / \epsilon_\sigma$ и k_τ / ϵ_τ для валов с напрессованными деталями

Диаметр вала, мм	$k_\sigma / \epsilon_\sigma$ при σ_b , МПа			k_τ / ϵ_τ при σ_b , МПа		
	600	700	800	600	700	800
14	2,0 / 1,8	2,3 / 2,07	2,6 / 2,34	1,6 / 1,44	1,78 / 1,6	1,96 / 1,76
22	2,35 / 2,11	2,6 / 2,34	3,0 / 2,7	1,81 / 1,63	1,96 / 1,76	2,2 / 2,0
30	2,6 / 2,34	2,8 / 2,52	3,3 / 2,97	1,96 / 1,76	2,08 / 1,87	2,38 / 2,14
40	2,9 / 2,61	3,35 / 3,0	3,65 / 3,29	2,14 / 1,93	2,41 / 2,17	2,59 / 2,33
50	3,3 / 2,97	3,7 / 3,33	4,0 / 3,6	2,38 / 2,14	2,62 / 2,36	2,8 / 2,52
60	3,4 / 3,06	3,85 / 3,47	4,25 / 3,84	2,44 / 2,2	2,71 / 2,44	2,95 / 2,66
70	3,55 / 3,2	4,0 / 3,6	4,4 / 3,96	2,53 / 2,28	2,8 / 2,52	3,04 / 2,74

Примечание. Значения k_τ / ϵ_τ рассчитаны по зависимости $k_\tau / \epsilon_\tau = 0,6(k_\sigma / \epsilon_\sigma) + 0,4$. В знаменателе указаны значения для посадки колец подшипников с натягом.

Для вала с одним шпоночным пазом

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}, \quad (5.36)$$

где b – ширина шпонки, мм. Выбирается по табл. 5.6 в зависимости от диаметра вала в опасном сечении;

t_1 – глубина паза вала под шпонку, мм. Выбирается по табл. 5.6 в зависимости от диаметра вала в опасном сечении.

Таблица 5.6. Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки, мм		Фаска s , мм	Глубина паза, мм		Длина l , мм
	b	h		вала t_1	ступицы t_2	
Св. 12 до 17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...56
» 17 » 22	6	6		3,5	2,8	14...70
» 22 » 30	8	7		4	3,3	18...90
» 30 » 38	10	8	0,4...0,6	5	3,3	22...110
» 38 » 44	12	8		5	3,3	28...140
» 44 » 50	14	9		5,5	3,8	36...160
» 50 » 58	16	10		6	4,3	45...180
» 58 » 65	18	11		7	4,4	50...200
» 65 » 75	20	12	0,6...0,8	7,5	4,9	56...220
» 75 » 85	22	14		9	5,4	63...250
» 85 » 95	25	14		9	5,4	70...280

Длина шпонки принимается 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; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм. Длина шпонки принимается на 5...10 мм меньше длины ступицы.

Для валов с прямобочными шлицами

$$W = \zeta \frac{\pi d^3}{32}, \quad (5.37)$$

где ζ – коэффициент, учитывающий серию шлицевого соединения.

Для легкой серии $\zeta = 1,125$, для средней серии $\zeta = 1,205$, для тяжелой серии $\zeta = 1,265$.

Для валов с эвольвентными шлицами

$$W = \frac{\pi d_{ш}^3}{32}, \quad (5.38)$$

где $d_{ш}$ – внутренний диаметр шлицевого соединения, мм.

Для валов-червяков и вала-шестерни

$$W = \frac{\pi d_{ш}^3}{32}, \quad (5.39)$$

где $d_{ш}$ – диаметр впадин витков вала-червяка или зубьев вала-шестерни.

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений определяется по следующей зависимости:

$$\sigma_m = \frac{4F_x}{\pi d^2}, \quad (5.40)$$

где F_x – осевая сила в зацеплении, Н.

Если осевая сила F_x в опасном сечении отсутствует или пренебрежимо мала, то $\sigma_m = 0$.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям определяется по формуле

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a k_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} + \Psi_\tau \tau_m}, \quad (5.41)$$

где τ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения,

$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$ (либо принимается по табл. 3.1);

τ_a , τ_m – амплитуда касательных напряжений и среднее напряжение цикла касательных напряжений соответственно, МПа;

k_τ – эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений (см. табл. 5.3);

ε_τ – масштабный фактор касательных напряжений (см. табл. 5.4);

Ψ_τ – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения касательными напряжениями.

Для всех сталей $\Psi_\tau = 0,1$.

Амплитуда касательных напряжений и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяются по формуле

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_k}, \quad (5.42)$$

где W_k – момент сопротивления при кручении, мм³.

Для сплошного круглого сечения

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (5.43)$$

Для вала с одним шпоночным пазом

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t_1)^2}{2d}. \quad (5.44)$$

Для валов с прямобочными шлицами

$$W_k = \zeta \frac{\pi d^3}{16}. \quad (5.45)$$

Для валов с эвольвентными шлицами

$$W_k = \frac{\pi d_{ш}^3}{16}. \quad (5.46)$$

Для валов-червяков и вала-шестерни

$$W_k = \frac{\pi d_{f1}^3}{16}. \quad (5.47)$$

Если расчетный коэффициент запаса усталостной прочности $S < 1,5$, то необходимо выполнить расчет вала на жесткость.

5.3. Расчет валов на жесткость

Валы редукторов на жесткость в большинстве случаев не проверяют, так как принимают повышенные коэффициенты запаса усталостной прочности. Исключение составляют валы-червяки, которые всегда проверяются на изгибную жесткость для обеспечения правильности зацепления червячной пары, а также остальные валы, если расчетный коэффициент запаса усталостной прочности $S < 1,5$.

При симметричном расположении зубчатого зацепления относительно опор максимальный прогиб (стрела прогиба) может быть определен по следующей зависимости:

$$f = \frac{L_{\text{оп}}^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EI_{\text{пр}}} \leq [f], \quad (5.48)$$

где $L_{\text{оп}}$ – межопорное расстояние вала, мм (см. рис. 5.1, 5.2);

F_{t1}, F_{r1} – окружное и радиальное усилие в зубчатом зацеплении, Н;

E – модуль продольной упругости для стали, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

$I_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции, мм⁴;

$[f]$ – допускаемый прогиб вала, мм.

Приведенный момент инерции определяется по формуле

$$I_{\text{пр}} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} (0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}}), \quad (5.49)$$

где d_{f1} – диаметр впадин витков вала-червяка или зубьев вала-шестерни, мм;

d_{a1} – диаметр вершин витков вала-червяка или зубьев вала-шестерни, мм.

Допускаемый прогиб определяется по зависимости:

– для вала-червяка

$$[f] = (0,005 \dots 0,01)m, \quad (5.50)$$

где m – модуль зацепления, мм;

– для конических и гипоидных передач

$$[f] = 0,005m; \quad (5.51)$$

– для цилиндрических передач

$$[f] = 0,01m. \quad (5.52)$$

Литература: [1–5, 7–11].

6. ПРИМЕР РАСЧЕТА БЫСТРОХОДНОГО ВАЛА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО КОСОЗУБОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные: передаваемый крутящий момент быстроходного вала $T = 78 \text{ Н} \cdot \text{м}$, делительный диаметр вала-шестерни $d_1 = 66,7 \text{ мм}$, ширина вала-шестерни $b_1 = 55 \text{ мм}$, диаметр впадин зубьев вала-шестерни $d_{f1} = 59,2 \text{ мм}$, диаметр вала электродвигателя $d_{\text{дв}} = 28 \text{ мм}$. Схема привода представлена на рис. 6.1.

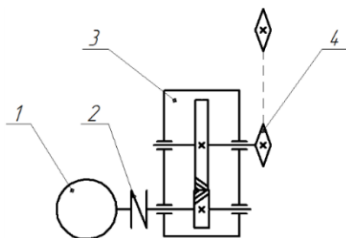


Рис. 6.1. Схема привода: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – закрытая цилиндрическая косозубая передача; 4 – цепная передача

6.1. Проектный расчет вала

1. Принимаем материал вала.

Принимаем по табл. 3.1 материал вала сталь 45 с твердостью не менее 240 НВ, диаметром заготовки $\leq 120 \text{ мм}$ и механическими характеристиками: $\sigma_b = 780 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 360 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$.

2. Выполняем эскиз вала (рис. 6.2).

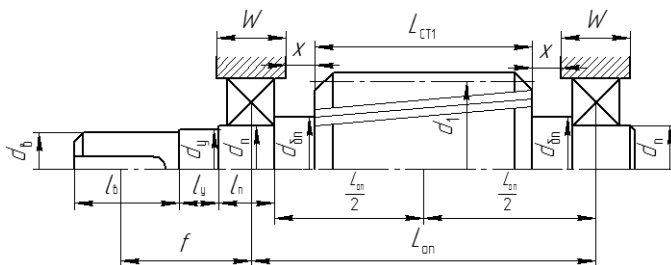


Рис. 6.2. Эскиз быстроходного вала цилиндрического косозубого одноступенчатого редуктора

3. Рассчитываем диаметры участков вала.

3.1. Определяем диаметр входного участка вала.

Диаметр входного участка быстроходного вала, соединенного с двигателем через муфту, принимаем по соотношению

$$d_b = (0,8 \dots 1,0)d_{дв} = d_b = (0,8 \dots 1,0) \cdot 28 = 22,4 \dots 28 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_b = 28$ мм.

По стандартному ряду (см. с. 22) округляем расчетное значение до ближайшего большего нормального размера: $d_b = 28$ мм.

3.2. Определяем диаметр участка вала под уплотнение:

$$d_y = d_b + (3 \dots 5) \text{ мм} = 28 + 4 = 32 \text{ мм.}$$

Полученное значение согласовываем с внутренним диаметром манжеты по табл. 5.1. Принимаем $d_y = 32$ мм.

3.3. Определяем диаметр участка вала под подшипник:

$$d_{п} = d_y + (3 \dots 5) \text{ мм} = 32 + 3 = 35 \text{ мм.}$$

3.4. Определяем диаметр участка вала под буртик подшипника:

$$d_{оп} = d_{п} + (3 \dots 5) \text{ мм} = 35 + 5 = 40 \text{ мм.}$$

Цилиндрическую шестерню выполняем заодно с быстроходным валом.

4. Предварительно рассчитываем длины участков валов.

4.1. Определяем длину входного участка вала:

$$l_b = (1,0 \dots 1,5)d_b = (1,0 \dots 1,5) \cdot 28 = 28 \dots 42 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_b = 35$ мм.

4.2. Определяем длину участка вала под уплотнение.

По табл. 5.1 для участка вала под уплотнение диаметром 32 мм принимаем $l_y = b_m = 10$ мм.

4.3. Определяем длину участка вала под подшипник:

$$l_{п} = (1,0 \dots 1,2)d_{п} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 35 = 35 \dots 42 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{п} = 35$ мм.

5. Определяем межопорное расстояние:

$$L_{оп} \approx L_{ст1} + 2x + w.$$

Принимаем: длину ступицы шестерни $L_{ст1} = b_1 = 55$ мм; зазор между ступицей шестерни и внутренней стенкой корпуса редуктора $x = 10$ мм (см. с. 25); ширину корпуса в месте установки подшипников качения $w = 45$ мм (см. табл. 5.2).

$$L_{оп} = 55 + 2 \cdot 10 + 45 = 120 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл. 5.2 расстояние от точки приложения нагрузки, действующей на входном участке вала от полумуфты, до точки приложения радиальной реакции от подшипника качения $f = 60$ мм (см. рис. 6.2).

6. Выписываем (из раздела «Расчет передач») значения сил, действующих на вал в зацеплении цилиндрической косозубой передачи: окружная сила в зацеплении $F_{т1} = 2248,4$ Н, радиальная сила в зацеплении $F_{r1} = 826,6$ Н, осевая сила в зацеплении $F_{x1} = 320,0$ Н.

В соответствии с ГОСТ 16162-85 консольная нагрузка на вал от муфты при условии, что $25 < T \leq 250$ Н·м, определяется по формуле

$$F_{м1} = 80\sqrt{T} = 80\sqrt{78} = 706,5 \text{ Н.}$$

7. Вычерчиваем схему нагружения быстроходного вала цилиндрического косозубого одноступенчатого редуктора и раскладываем силы, действующие на вал в характерных точках, в двух взаимно перпендикулярных плоскостях – вертикальной (YOZ) и горизонтальной (XOZ) (рис. 6.3).

8. Определяем реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Определяем реакции в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_{F1X} = 0; -F_{r1} \frac{L_{оп}}{2} - F_{x1} \frac{d_1}{2} + R_{2X} L_{оп} = 0. \quad (6.1)$$

$$R_{2X} = \frac{F_{r1} \frac{L_{оп}}{2} + F_{x1} \frac{d_1}{2}}{L_{оп}}. \quad (6.2)$$

$$R_{2X} = \frac{826,6 \cdot \frac{120}{2} + 320 \cdot \frac{66,7}{2}}{120} = 502,2 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{F2X} = 0; -R_{1X} L_{оп} + F_{r1} \frac{L_{оп}}{2} - F_{x1} \frac{d_1}{2} = 0. \quad (6.3)$$

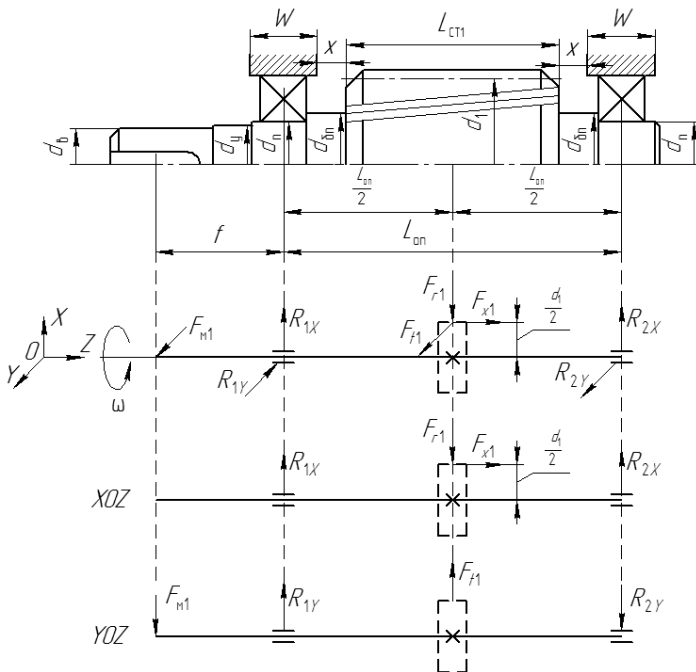


Рис. 6.3. Схема нагружения быстроходного вала цилиндрического косозубого одноступенчатого редуктора

$$R_{1X} = \frac{F_{r1} \frac{L_{\text{он}}}{2} - F_{x1} \frac{d_1}{2}}{L_{\text{он}}}. \quad (6.4)$$

$$R_{1X} = \frac{826,6 \cdot \frac{120}{2} - 320 \cdot \frac{66,7}{2}}{120} = 324,4 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_X = 0; R_{1X} + F_{r1} + R_{2X} = 0. \quad (6.5)$$

$$324,4 - 826,6 + 502,2 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в горизонтальной плоскости определены правильно.

Определяем реакции в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_{F_{1Y}} = 0; F_{m1}f + F_{t1} \frac{L_{он}}{2} - R_{2Y}L_{он} = 0. \quad (6.6)$$

$$R_{2Y} = \frac{F_{m1}f + F_{t1} \frac{L_{он}}{2}}{L_{он}}. \quad (6.7)$$

$$R_{2Y} = \frac{706,5 \cdot 60 + 2248,4 \cdot \frac{120}{2}}{120} = 1477,5 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{F_{2Y}} = 0; F_{m1}(f + L_{он}) - R_{1Y}L_{он} - F_{t1} \frac{L_{он}}{2} = 0. \quad (6.8)$$

$$R_{1Y} = \frac{F_{m1}(f + L_{он}) - F_{t1} \frac{L_{он}}{2}}{L_{он}}. \quad (6.9)$$

$$R_{1Y} = \frac{706,5 \cdot (60 + 120) - 2248,4 \cdot \frac{120}{2}}{120} = -64,4 \text{ Н.}$$

Знак «←» означает, что необходимо изменить направление действия реакции R_{1Y} на противоположное.

Проверка:

$$\begin{aligned} \sum F_Y = 0; -F_{m1} - R_{1Y} + F_{t1} - R_{2Y} &= 0. \quad (6.10) \\ -706,5 - 64,4 + 2248,4 - 1477,5 &= 0. \end{aligned}$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в вертикальной плоскости определены правильно.

9. Определяем суммарные радиальные реакции в опорах вала:

$$R_1 = \sqrt{R_{1X}^2 + R_{1Y}^2} = \sqrt{324,4^2 + 64,4^2} = 330,7 \text{ Н;}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2X}^2 + R_{2Y}^2} = \sqrt{502,2^2 + 1477,5^2} = 1560,5 \text{ Н.}$$

10. Определяем изгибающие моменты и строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях и эпюру передаваемого крутящего момента (рис. 6.4).

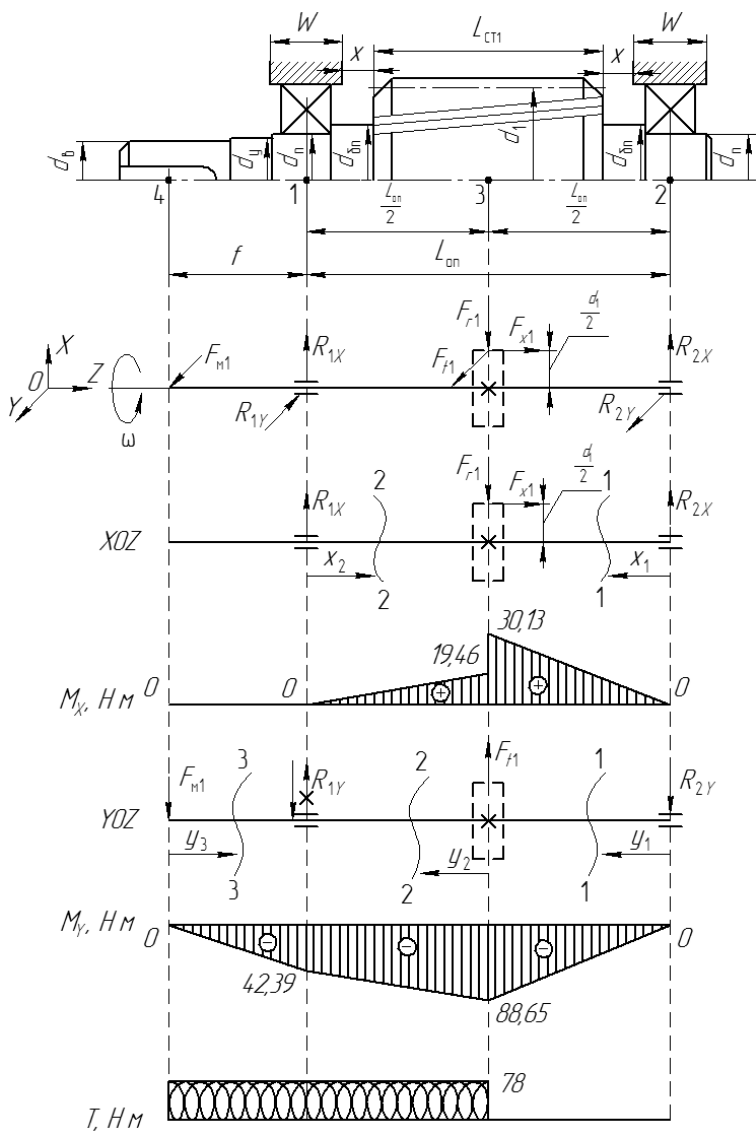


Рис. 6.4. Эскиз быстроходного вала цилиндрического косозубого одноступенчатого редуктора с эпюрами изгибающих и крутящего моментов, действующих на него

Для определения изгибающих моментов разбиваем вал на участки между действующими на него силами:

а) горизонтальная плоскость (XOZ).

Рассмотрим участок 1–1: $0 \leq x_1 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$.

$$M_{1-1X} = R_{2X} x_1. \quad (6.11)$$

При $x_1 = 0$

$$M_{1-1X} = 502,2 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_1 = \frac{L_{\text{оп}}}{2} = 0,06 \text{ м}$

$$M_{1-1X} = 502,2 \cdot 0,06 = 30,13 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq x_2 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$.

$$M_{2-2X} = R_{1X} x_2. \quad (6.12)$$

При $x_2 = 0$

$$M_{2-2X} = 324,4 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_2 = \frac{L_{\text{оп}}}{2} = 0,06 \text{ м}$

$$M_{2-2X} = 324,4 \cdot 0,06 = 19,46 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

б) вертикальная плоскость (YOZ).

Рассмотрим участок 1–1: $0 \leq y_1 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$.

$$M_{1-1Y} = -R_{2Y} y_1. \quad (6.13)$$

При $y_1 = 0$

$$M_{1-1Y} = -1477,5 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_1 = \frac{L_{\text{оп}}}{2} = 0,06 \text{ м}$

$$M_{1-1Y} = -1477,5 \cdot 0,06 = -88,65 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq y_2 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$.

$$M_{2-2Y} = -R_{2Y} \left(\frac{L_{\text{оп}}}{2} + y_2 \right) + F_{r1} y_2. \quad (6.14)$$

При $y_2 = 0$

$$M_{2-2Y} = -1477,5 \cdot (0,06 + 0) + 2248,4 \cdot 0 = -88,65 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_2 = \frac{L_{\text{оп}}}{2} = 0,06 \text{ м}$

$$M_{2-2Y} = -1477,5 \cdot (0,06 + 0,06) + 2248,4 \cdot 0,06 = -42,39 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 3–3: $0 \leq y_3 \leq f$.

$$M_{3-3Y} = -F_{m1} y_3. \quad (6.15)$$

При $y_3 = 0$

$$M_{3-3Y} = -706,5 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_3 = f = 0,06 \text{ м}$

$$M_{3-3Y} = -706,5 \cdot 0,06 = -42,39 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент T передается от точки действия нагрузки от полумуфты, находящейся на входном участке вала, до точки приложения сил, действующих в зацеплении цилиндрической передачи редуктора.

11. Определяем суммарный изгибающий момент в нагруженных участках вала и опасное сечение вала:

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{M_{1X}^2 + M_{1Y}^2} = \sqrt{0 + 42,39^2} = 42,39 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Sigma 3} = \sqrt{M_{3X}^2 + M_{3Y}^2} = \sqrt{30,13^2 + 88,65^2} = 93,63 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В данном случае опасное сечение находится в точке 3, так как значение суммарного изгибающего момента в ней больше.

12. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении:

$$M_{\text{эKB}} = \sqrt{M_{\Sigma 3}^2 + T^2} = \sqrt{93,63^2 + 78^2} = 121,86 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

13. Определяем диаметр вала в опасном сечении:

$$d_{\text{оп}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]_{\text{н}}}}$$

Принимаем допускаемое напряжение при изгибе для обеспечения не только прочности, но и достаточной жесткости вала $[\sigma_{-1}]_{\text{н}} = 50$ МПа.

Тогда

$$d_{\text{оп}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]_{\text{н}}}} \geq \sqrt[3]{\frac{121,86 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 29,0 \text{ мм.}$$

Так как полученное значение $d_{\text{оп}} = 29$ мм меньше $d_{f1} = 59,2$ мм, то ранее рассчитанные размеры участков вала оставляем без изменений.

6.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность

Рассчитываем коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S].$$

Принимаем допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности $[S] = 1,5$ (см. с. 30).

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям определяем по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a}{\beta} \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \Psi_{\sigma} \sigma_m}$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба $\sigma_{-1} = 360$ МПа.

Определяем момент сопротивления при изгибе:

$$W = \frac{\pi d_{f1}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 59,2^3}{32} = 20358,5 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma 3}}{W} = \frac{93,63 \cdot 10^3}{20358,5} = 4,6 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, $\beta = 0,95$ (см. с. 31).

По табл. 5.3 методом интерполяции принимаем эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений $k_\sigma = 1,65$.

По табл. 5.4 методом интерполяции принимаем масштабный фактор нормальных напряжений $\varepsilon_\sigma = 0,78$.

Принимаем для стали 45 коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения нормальными напряжениями, $\Psi_\sigma = 0,2$ (см. с. 31).

Определяем среднее напряжение цикла нормальных напряжений:

$$\sigma_m = \frac{4F_{x1}}{\pi d_{f1}^2} = \frac{4 \cdot 320}{3,14 \cdot 59,2^2} = 0,12 \text{ МПа.}$$

Тогда

$$S_\sigma = \frac{360}{\frac{4,6}{0,95} \cdot \frac{1,65}{0,78} + 0,20 \cdot 0,12} = 35,1.$$

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\beta} \cdot \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \Psi_\tau \tau_m}.$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле кручения $\tau_{-1} = 200$ МПа.

Определяем момент сопротивления при кручении:

$$W_k = \frac{\pi d_{f1}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 59,2^3}{16} = 40716,9 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду касательных напряжений и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_k} = \frac{78 \cdot 10^3}{2 \cdot 40716,9} = 0,96 \text{ МПа.}$$

По табл. 5.3 принимаем эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений $k_\tau = 1,52$.

По табл. 5.4 принимаем масштабный фактор касательных напряжений $\varepsilon_\tau = 0,68$.

Принимаем для стали 45 коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения касательными напряжениями, $\Psi_\tau = 0,1$ (см. с. 34).

Получаем

$$S_\tau = \frac{200}{\frac{0,96}{0,95} \cdot \frac{1,52}{0,68} + 0,1 \cdot 0,96} = 84,9.$$

Тогда

$$S = \frac{35,1 \cdot 84,9}{\sqrt{35,1^2 + 84,9^2}} = 32,4 \geq [S] = 1,5.$$

Условие выполнено, прочность вала обеспечивается.

Так как расчетное значение коэффициента запаса прочности $S = 32,4$ больше допустимого значения $[S] = 1,5$, то проводить расчет вала на жесткость не требуется.

Таким образом, при соблюдении условий прочности и жесткости ранее определенные конструктивные размеры (диаметры и длины участков быстроходного вала цилиндрического косозубого одноступенчатого редуктора) можно сохранить.

Выполненный расчет показывает, что спроектированная конструкция вала способна выдерживать заданные нагрузки и обеспечит предупреждение пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок (например, пусковых и т. п.).

Геометрические размеры, полученные в ходе проектирования быстроходного вала цилиндрического косозубого одноступенчатого редуктора, позволяют выполнить его рабочий чертеж.

Окончательные размеры сконструированного вала следует принять с учетом расчета подшипниковых узлов на долговечность.

7. ПРИМЕР РАСЧЕТА БЫСТРОХОДНОГО ВАЛА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПРЯМОЗУБОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные: передаваемый крутящий момент быстроходного вала $T = 363 \text{ Н} \cdot \text{м}$, делительный диаметр колеса открытой цилиндрической косозубой передачи $d_2 = 309,2 \text{ мм}$, делительный диаметр шестерни закрытой прямозубой цилиндрической передачи $d_1 = 160 \text{ мм}$, ширина шестерни закрытой прямозубой цилиндрической передачи $b_1 = 75 \text{ мм}$. Схема привода представлена на рис. 7.1.

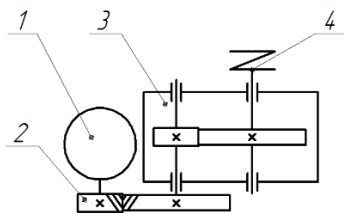


Рис. 7.1. Схема привода: 1 – электродвигатель;
2 – открытая цилиндрическая косозубая передача;
3 – закрытая цилиндрическая прямозубая передача; 4 – муфта

7.1. Проектный расчет вала

1. Принимаем материал вала.

Принимаем по табл. 3.1 материал вала сталь 45 с твердостью не менее 240 НВ, диаметром заготовки $\leq 120 \text{ мм}$ и механическими характеристиками: $\sigma_b = 780 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 360 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$.

2. Выполняем эскиз вала (рис. 7.2).

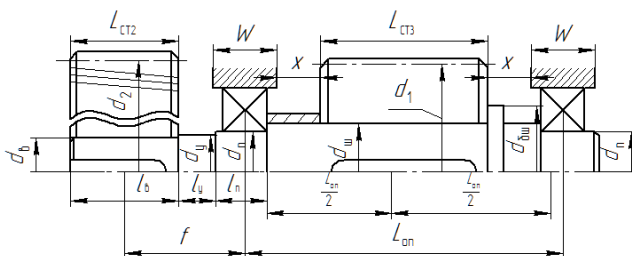


Рис. 7.2. Эскиз быстроходного вала цилиндрического прямозубого
одноступенчатого редуктора

3. Рассчитываем диаметры участков вала.

3.1. Определяем диаметр входного участка вала:

$$d_b \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau_{кр}]}}$$

Принимаем пониженное допускаемое напряжение $[\tau_{кр}] = 30$ МПа.

Тогда

$$d_b \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau_{кр}]}} \geq \sqrt[3]{\frac{363 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 39,3 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду (см. с. 22) округляем расчетное значение до ближайшего большего нормального размера: $d_b = 40$ мм.

3.2. Определяем диаметр участка вала под уплотнение:

$$d_y = d_b + (3 \dots 5) \text{ мм} = 40 + 4 = 44 \text{ мм.}$$

Полученное значение согласовываем с внутренним диаметром манжеты по табл. 5.1. Принимаем $d_y = 45$ мм.

3.3. Определяем диаметр участка вала под подшипник:

$$d_n = d_y + (3 \dots 5) \text{ мм} = 45 + 3 = 48 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до ближайшего большего значения, которое оканчивается либо на 0, либо на 5. Принимаем $d_n = 50$ мм.

3.4. Определяем диаметр участка вала под шестерню:

$$d_{ш} = d_n + (3 \dots 5) \text{ мм} = 50 + 4 = 54 \text{ мм.}$$

3.5. Определяем диаметр участка вала под буртик шестерни:

$$d_{бш} = d_{ш} + (3 \dots 5) \text{ мм} = 54 + 4 = 58 \text{ мм.}$$

Так как условие не выполняется ($160 \text{ мм} > 2 \cdot 54 = 108 \text{ мм}$), то шестерню выполняем отдельно с быстроходным валом, а соединение шестерни с валом осуществляем с помощью шпоночного соединения.

4. Предварительно рассчитываем длины участков валов.

4.1. Определяем длину входного участка вала:

$$l_b = (1,0 \dots 1,5)d_b = (1,0 \dots 1,5) \cdot 40 = 40 \dots 60 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_b = 50$ мм.

4.2. Определяем длину участка вала под уплотнение.

По табл. 5.1 для участка вала под уплотнение диаметром 45 мм принимаем $l_y = b_m = 10$ мм.

4.3. Определяем длину участка вала под подшипник:

$$l_{\text{п}} = (1,0 \dots 1,2)d_{\text{п}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 50 = 50 \dots 60 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{\text{п}} = 50$ мм.

5. Определяем межопорное расстояние:

$$L_{\text{оп}} \approx L_{\text{ст3}} + 2x + w.$$

Принимаем: длину ступицы шестерни $L_{\text{ст3}} = b_1 = 75$ мм; зазор между ступицей шестерни и внутренней стенкой корпуса редуктора $x = 10$ мм (см. с. 25); ширину корпуса в месте установки подшипников качения $w = 55$ мм (см. табл. 5.2).

$$L_{\text{оп}} = 75 + 2 \cdot 10 + 55 = 150 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл. 5.2 расстояние от точки приложения сил, действующих в зацеплении открытой цилиндрической передачи, до точки приложения радиальной реакции от подшипника качения $f = 90$ мм (см. рис. 7.2).

6. Выписываем (из раздела «Расчет передач») значения сил, действующих на вал: от зацепления в открытой цилиндрической косозубой передаче (окружная сила в зацеплении $F_{t2} = 2348,1$ Н, радиальная сила в зацеплении $F_{r2} = 880,8$ Н, осевая сила в зацеплении $F_{x2} = 585,4$ Н); от зацепления в закрытой цилиндрической прямозубой передаче (окружная сила в зацеплении $F_{t1} = 4328,0$ Н, радиальная сила в зацеплении $F_{r1} = 1558,0$ Н).

7. Вычерчиваем схему нагружения быстроходного вала цилиндрического прямозубого одноступенчатого редуктора и раскладываем силы, действующие на вал в характерных точках, в двух взаимно перпендикулярных плоскостях – вертикальной (YOZ) и горизонтальной (XOZ) (рис. 7.3).

8. Определяем реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Определяем реакции в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_{F_{1X}} = 0; F_{x2} \frac{d_2}{2} + F_{r2} f + F_{r1} \frac{L_{\text{оп}}}{2} - R_{2X} L_{\text{оп}} = 0. \quad (7.1)$$

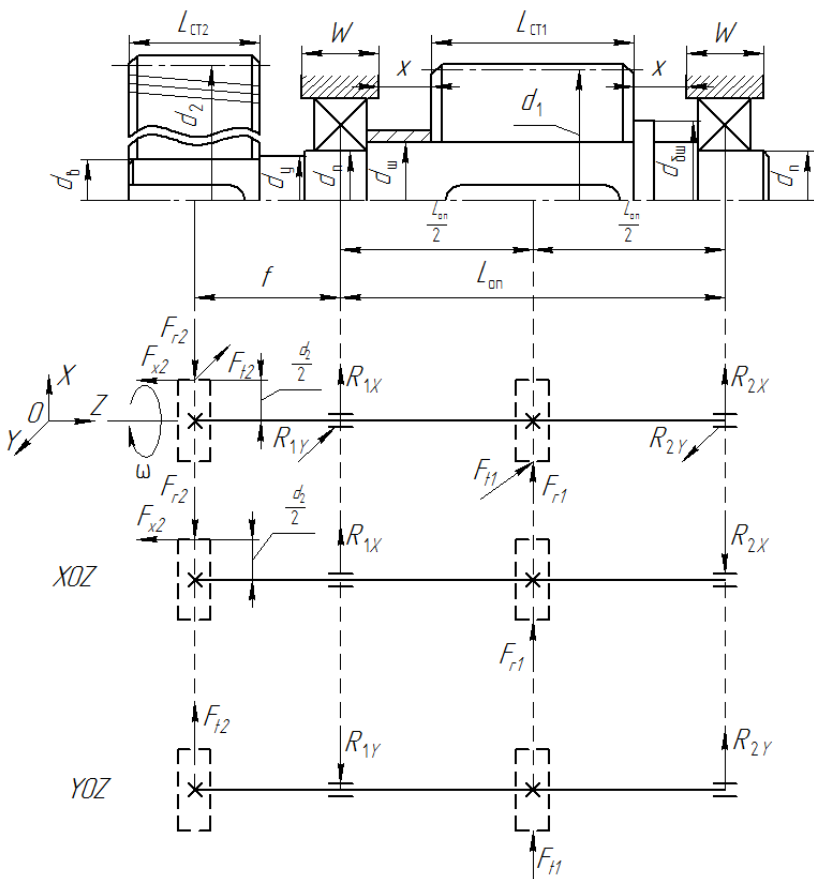


Рис. 7.3. Схема нагружения вала цилиндрического прямозубого одноступенчатого редуктора

$$R_{2X} = \frac{F_{x2} \frac{d_2}{2} + F_{r2} f + F_{r1} \frac{L_{он}}{2}}{L_{он}} \quad (7.2)$$

$$R_{2X} = \frac{585,4 \cdot \frac{309,2}{2} + 880,8 \cdot 90 + 1558 \cdot \frac{150}{2}}{150} = 1910,8 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{F_{2X}} = 0; F_{x2} \frac{d_2}{2} + F_{r2}(f + L_{\text{он}}) - R_{1X} L_{\text{он}} - F_{r1} \frac{L_{\text{он}}}{2} = 0. \quad (7.3)$$

$$R_{1X} = \frac{F_{x2} \frac{d_2}{2} + F_{r2}(f + L_{\text{он}}) - F_{r1} \frac{L_{\text{он}}}{2}}{L_{\text{он}}}. \quad (7.4)$$

$$R_{1X} = \frac{585,4 \cdot \frac{309,2}{2} + 880,8 \cdot (90 + 150) - 1558 \cdot \frac{150}{2}}{150} = 1233,6 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_X = 0; -F_{r2} + R_{1X} + F_{r1} - R_{2X} = 0. \quad (7.5)$$

$$-880,8 + 1233,6 + 1558,0 - 1910,8 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в горизонтальной плоскости определены правильно.

Определяем реакции в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_{F_{1Y}} = 0; -F_{r2}f + F_{r1} \frac{L_{\text{он}}}{2} + R_{2Y} L_{\text{он}} = 0. \quad (7.6)$$

$$R_{2Y} = \frac{F_{r2}f - F_{r1} \frac{L_{\text{он}}}{2}}{L_{\text{он}}}. \quad (7.7)$$

$$R_{2Y} = \frac{2348,1 \cdot 90 - 4328,0 \cdot \frac{150}{2}}{150} = -755,1 \text{ Н.}$$

Знак «-» означает, что необходимо изменить направление действия реакции R_{2Y} на противоположное.

$$\sum M_{F_{2Y}} = 0; -F_{r2}(f + L_{\text{он}}) + R_{1Y} L_{\text{он}} - F_{r1} \frac{L_{\text{он}}}{2} = 0. \quad (7.8)$$

$$R_{1Y} = \frac{F_{r2}(f + L_{\text{он}}) + F_{r1} \frac{L_{\text{он}}}{2}}{L_{\text{он}}}. \quad (7.9)$$

$$R_{1Y} = \frac{2348,1 \cdot (90 + 150) + 4328,0 \cdot \frac{150}{2}}{150} = 5921,0 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_y = 0; F_{r2} - R_{1y} + F_{r1} - R_{2y} = 0. \quad (7.10)$$

$$2348,1 - 5921,0 + 4328,0 - 755,1 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в вертикальной плоскости определены правильно.

9. Определяем суммарные радиальные реакции в опорах вала:

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{1233,6^2 + 5921,0^2} = 6048,1 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{1910,8^2 + 755,1^2} = 2054,6 \text{ Н}.$$

10. Определяем изгибающие моменты и строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях и эпюру передаваемого крутящего момента (рис. 7.4). Для определения изгибающих моментов разбиваем вал на участки между действующими на него силами:

а) горизонтальная плоскость (XOZ).

Рассмотрим участок 1-1: $0 \leq x_1 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$.

$$M_{1-1X} = -R_{2X} x_1. \quad (7.11)$$

При $x_1 = 0$

$$M_{1-1X} = -1910,8 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_1 = \frac{L_{\text{оп}}}{2} = 0,075 \text{ м}$

$$M_{1-1X} = -1910,8 \cdot 0,075 = -143,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 2-2: $0 \leq x_2 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$.

$$M_{2-2X} = -R_{2X} \left(\frac{L_{\text{оп}}}{2} + x_2 \right) + F_{r1} x_2. \quad (7.12)$$

При $x_2 = 0$

$$M_{2-2X} = -1910,8 \cdot 0,075 = -143,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

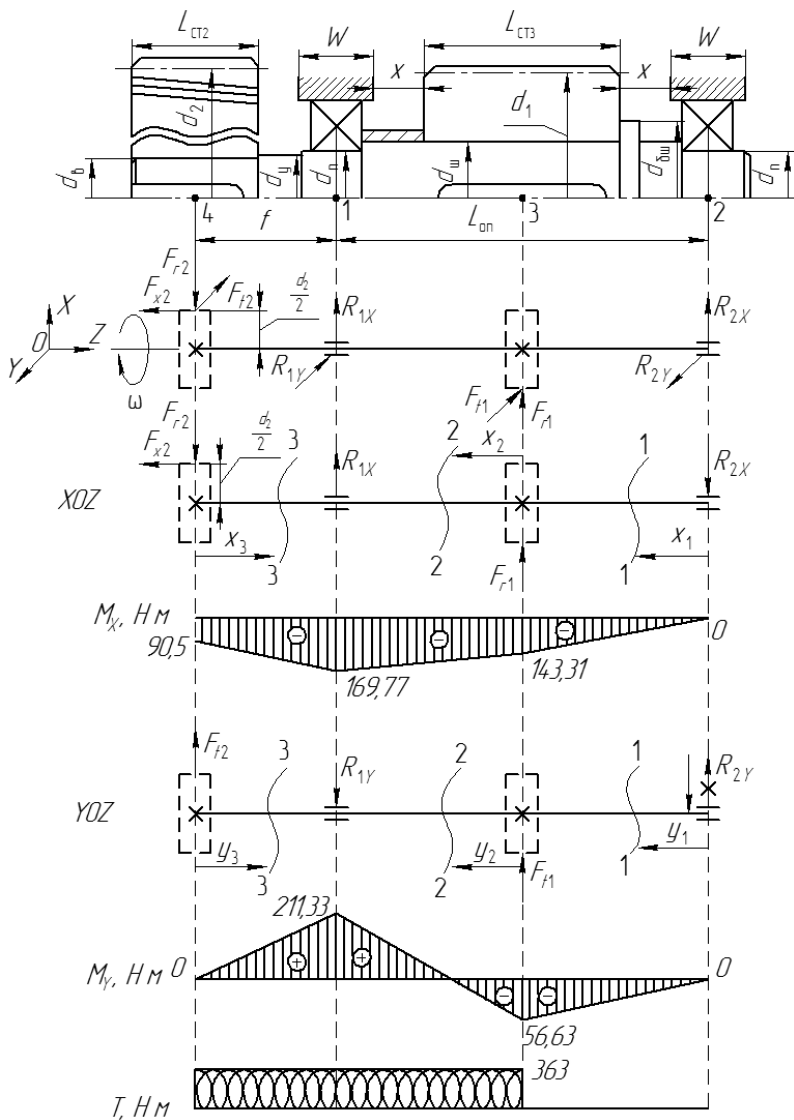


Рис. 7.4. Эскиз быстроходного вала цилиндрического прямозубого одноступенчатого редуктора с эпюрами изгибающих и крутящего моментов, действующих на него

При $x_2 = \frac{L_{\text{он}}}{2} = 0,075$ м

$$M_{2-2X} = -1910,8 \cdot (0,075 + 0,075) + 1558,0 \cdot 0,075 = -169,77 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 3–3: $0 \leq x_3 \leq f$.

$$M_{3-3X} = -F_{x2} \frac{d_2}{2} - F_{r2} x_3. \quad (7.13)$$

При $x_3 = 0$

$$M_{3-3X} = -585,4 \cdot \frac{0,3092}{2} = -90,50 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_3 = f = 0,09$ м

$$M_{3-3X} = -585,4 \cdot \frac{0,3092}{2} - 880,8 \cdot 0,09 = -169,77 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

б) вертикальная плоскость (YOZ).

Рассмотрим участок 1–1: $0 \leq y_1 \leq \frac{L_{\text{он}}}{2}$.

$$M_{1-1Y} = -R_{2Y} y_1. \quad (7.14)$$

При $y_1 = 0$

$$M_{1-1Y} = -755,1 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_1 = \frac{L_{\text{он}}}{2} = 0,075$ м

$$M_{1-1Y} = -755,1 \cdot 0,075 = -56,63 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq y_2 \leq \frac{L_{\text{он}}}{2}$.

$$M_{2-2Y} = -R_{2Y} \left(\frac{L_{\text{он}}}{2} + y_2 \right) + F_{t1} y_2. \quad (7.15)$$

При $y_2 = 0$

$$M_{2-2Y} = -755,1 \cdot (0,075 + 0) + 4328,0 \cdot 0 = -56,63 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_2 = \frac{L_{\text{он}}}{2} = 0,075 \text{ м}$

$$M_{2-2Y} = -755,1 \cdot (0,075 + 0,075) + 4328,0 \cdot 0,075 = 211,33 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 3–3: $0 \leq y_3 \leq f$.

$$M_{3-3Y} = F_{t2} y_3. \quad (7.16)$$

При $y_3 = 0$

$$M_{3-3Y} = 2348,1 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_3 = f = 0,09 \text{ м}$

$$M_{3-3Y} = 2348,1 \cdot 0,09 = 211,33 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент T передается от точки приложения сил, действующих в зацеплении открытой цилиндрической передачи, находящейся на входном участке вала, до точки приложения сил, действующих в зацеплении цилиндрической передачи редуктора.

11. Определяем суммарный изгибающий момент в нагруженных участках вала и опасное сечение вала:

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{M_{1X}^2 + M_{1Y}^2} = \sqrt{169,77^2 + 211,33^2} = 271,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Sigma 3} = \sqrt{M_{3X}^2 + M_{3Y}^2} = \sqrt{143,31^2 + 56,63^2} = 154,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Sigma 4} = \sqrt{M_{4X}^2 + M_{4Y}^2} = \sqrt{90,5^2 + 0} = 90,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В данном случае опасное сечение находится в точке 1, так как значение суммарного изгибающего момента в ней больше.

12. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении:

$$M_{\text{экр}} = \sqrt{M_{\Sigma 1}^2 + T^2} = \sqrt{271,1^2 + 363,0^2} = 453,06 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

13. Определяем диаметр вала в опасном сечении:

$$d_{\text{он}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экр}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]_{\text{н}}}}.$$

Принимаем допускаемое напряжение при изгибе для обеспечения не только прочности, но и достаточной жесткости вала $[\sigma_{-1}]_н = 60$ МПа.

Тогда

$$d_{оп} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{экр} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]_н}} \geq \sqrt[3]{\frac{453,06 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60}} = 42,3 \text{ мм.}$$

Так как полученное значение $d_{оп} = 42,3$ мм меньше $d_н = 50$ мм, то ранее рассчитанные размеры участков вала оставляем без изменений.

7.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность

Рассчитываем коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S].$$

Принимаем допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности $[S] = 2,5$ (см. с. 30).

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям определяем по формуле

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a}{\beta} \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \Psi_\sigma \sigma_m}.$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба $\sigma_{-1} = 360$ МПа.

Определяем момент сопротивления при изгибе:

$$W = \frac{\pi d_н^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 50^3}{32} = 12265,63 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma 1}}{W} = \frac{271,1 \cdot 10^3}{12265,63} = 22,10 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, $\beta = 0,95$ (см. с. 31).

Так как опасное сечение находится в месте установки подшипника качения (соединение с натягом), то по табл. 5.5 принимаем методом интерполяции отношение эффективного коэффициента концентрации нормальных напряжений к масштабному фактору нормальных напряжений $k_\sigma / \varepsilon_\sigma = 3,6$.

Принимаем для стали 45 коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения нормальными напряжениями, $\Psi_\sigma = 0,2$ (см. с. 31).

Так как в опасном сечении отсутствует осевая сила F_x , то среднее напряжение цикла нормальных напряжений $\sigma_m = 0$.

Тогда

$$S_\sigma = \frac{360}{\frac{22,10}{0,95} \cdot 3,55 + 0,20 \cdot 0} = 4,4.$$

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\beta} \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \Psi_\tau \tau_m}.$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле кручения $\tau_{-1} = 200$ МПа.

Определяем момент сопротивления при кручении:

$$W_k = \frac{\pi d_n^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 50^3}{16} = 24531,25 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду касательных напряжений и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_k} = \frac{363,0 \cdot 10^3}{2 \cdot 24531,25} = 14,8 \text{ МПа}.$$

По табл. 5.5 принимаем методом интерполяции отношение эффективного коэффициента концентрации касательных напряжений к масштабному фактору касательных напряжений $k_\tau / \varepsilon_\tau = 2,49$.

Принимаем для стали 45 коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения касательными напряжениями, $\Psi_{\tau} = 0,1$ (см. с. 34).

$$S_{\tau} = \frac{200}{\frac{14,80}{0,95} \cdot 2,49 + 0,1 \cdot 14,80} = 5,0.$$

Тогда

$$S = \frac{4,4 \cdot 5,0}{\sqrt{4,4^2 + 5,0^2}} = 3,3 > [S] = 2,5.$$

Условие выполнено, прочность вала обеспечивается.

Так как расчетное значение коэффициента запаса прочности $S = 3,3$ больше допускаемого значения $[S] = 2,5$, то проводить расчет вала на жесткость не требуется.

Таким образом, при соблюдении условий прочности и жесткости ранее определенные конструктивные размеры (диаметры и длины участков быстроходного вала цилиндрического прямозубого одноступенчатого редуктора) можно сохранить.

Выполненный расчет показывает, что спроектированная конструкция вала способна выдерживать заданные нагрузки и обеспечит предупреждение пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок (например, пусковых и т. п.).

Геометрические размеры, полученные в ходе проектирования быстроходного вала цилиндрического прямозубого одноступенчатого редуктора, позволяют выполнить его рабочий чертеж.

Окончательные размеры сконструированного вала следует принять с учетом расчета подшипниковых узлов на долговечность.

8. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВАЛА-ЧЕРВЯКА ЧЕРВЯЧНОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные: передаваемый крутящий момент валом-червяком $T = 77,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$, модуль зацепления $m = 10 \text{ мм}$, делительный диаметр вала-червяка $d_1 = 80 \text{ мм}$, диаметр вершин витков вала-червяка $d_{a1} = 100 \text{ мм}$, диаметр впадин витков вала-червяка $d_{f1} = 56 \text{ мм}$, наибольший диаметр червячного колеса $d_{aM2} = 350 \text{ мм}$. Схема привода представлена на рис. 8.1.

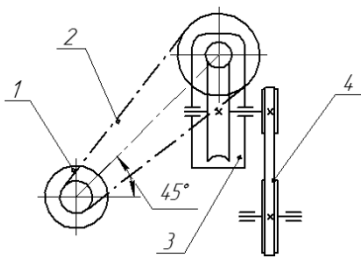


Рис. 8.1. Схема привода: 1 – электродвигатель; 2 – цепная передача; 3 – закрытая червячная передача; 4 – ременная передача

8.1. Проектный расчет вала

1. Принимаем материал вала.

Принимаем по табл. 3.1 материал вала сталь 40Х с твердостью не менее 270 НВ, диаметром заготовки $\leq 80 \text{ мм}$ и механическими характеристиками: $\sigma_B = 900 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 230 \text{ МПа}$.

2. Выполняем эскиз вала (рис. 8.2).

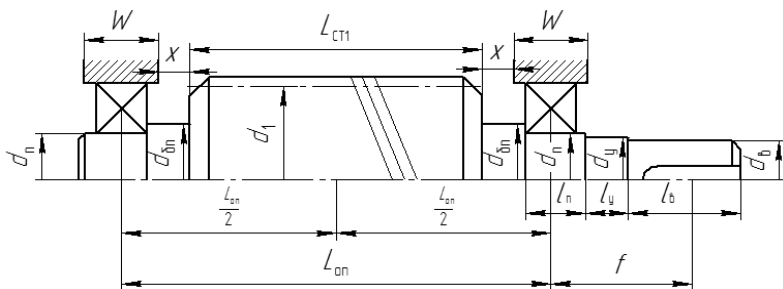


Рис. 8.2. Эскиз вала-червяка червячного одноступенчатого редуктора

3. Рассчитываем диаметры участков вала.

3.1. Определяем диаметр входного участка вала:

$$d_b \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau_{кр}]}} \geq \sqrt[3]{\frac{77,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 26}} = 24,6 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду (см. с. 22) округляем расчетное значение до ближайшего большего нормального размера: $d_b = 25$ мм.

3.2. Определяем диаметр участка вала под уплотнение:

$$d_y = d_b + (3 \dots 5) \text{ мм} = 25 + 5 = 30 \text{ мм.}$$

Полученное значение согласовываем с внутренним диаметром манжеты по табл. 5.1. Принимаем $d_y = 30$ мм.

3.3. Определяем диаметр участка вала под подшипник:

$$d_{п} = d_y + (3 \dots 5) \text{ мм} = 30 + 5 = 35 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{п} = 35$ мм.

3.4. Определяем диаметр участка вала под буртик подшипника:

$$d_{бп} = d_{п} + (3 \dots 5) \text{ мм} = 35 + 5 = 40 \text{ мм.}$$

4. Предварительно рассчитываем длины участков валов.

4.1. Определяем длину входного участка вала:

$$l_b = (1,0 \dots 1,5)d_b = (1,0 \dots 1,5) \cdot 25 = 25 \dots 37,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_b = 30$ мм.

4.2. Определяем длину участка вала под уплотнение.

По табл. 5.1 для участка вала под уплотнение диаметром 30 мм принимаем $l_y = b_m = 10$ мм.

4.3. Определяем длину участка вала под подшипник:

$$l_{п} = (1,0 \dots 1,2)d_{п} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 35 = 35 \dots 42 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{п} = 40$ мм.

5. Определяем межопорное расстояние:

$$L_{оп} \approx d_{ам2} = 350 \text{ мм} = 0,35 \text{ м.}$$

По табл. 5.2 принимаем расстояние от точки приложения радиальной реакции от подшипника качения до точки приложения нагрузки, действующей на входном участке вала от цепной передачи, $f = 60 \text{ мм} = 0,06 \text{ м}$ (см. рис. 8.2).

6. Выписываем значения сил в зацеплении и нагрузки на вал от цепной передачи: осевая сила в зацеплении $F_{x1} = 3254,9$ Н, окружная сила в зацеплении $F_{r1} = 1622,8$ Н, радиальная сила в зацеплении $F_{r1} = 1184,7$ Н, нагрузка, действующая на вал от цепной передачи, $F_B = 1280,5$ Н.

7. Вычерчиваем схему нагружения вала-червяка червячного одноступенчатого редуктора и раскладываем силы, действующие на вал в характерных точках, в двух взаимно перпендикулярных плоскостях – вертикальной (YOZ) и горизонтальной (XOZ) (рис. 8.3).

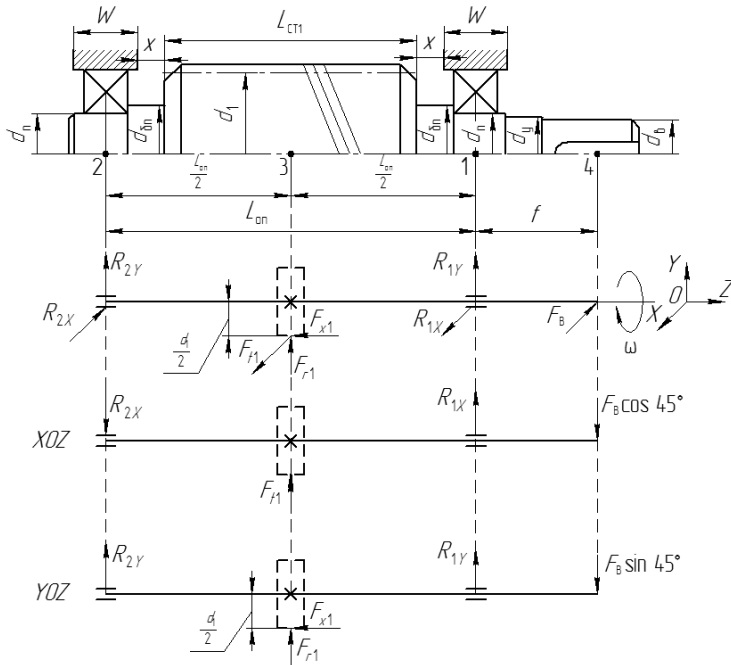


Рис. 8.3. Схема нагружения вала-червяка червячного одноступенчатого редуктора

8. Определяем реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Определяем реакции в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_{F_{1X}} = 0; -F_B \cos 45^\circ f - F_{r1} \frac{L_{оп}}{2} + R_{2X} L_{оп} = 0. \quad (8.1)$$

$$R_{2X} = \frac{F_B \cos 45^\circ f + F_{r1} \frac{L_{on}}{2}}{L_{on}}. \quad (8.2)$$

$$R_{2X} = \frac{1280,5 \cdot \cos 45^\circ \cdot 60 + 1622,8 \cdot \frac{350}{2}}{350} = 966,6 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{F_{2X}} = 0; F_{r1} \frac{L_{on}}{2} + R_{1X} L_{on} - F_B \cos 45^\circ (f + L_{on}) = 0. \quad (8.3)$$

$$R_{1X} = \frac{F_B \cos 45^\circ (f + L_{on}) - F_{r1} \frac{L_{on}}{2}}{L_{on}}. \quad (8.4)$$

$$R_{1X} = \frac{1280,5 \cdot \cos 45^\circ \cdot (60 + 350) - 1622,8 \cdot \frac{350}{2}}{350} = 249,1 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_X = 0; -F_B \cos 45^\circ + R_{1X} + F_{r1} - R_{2X} = 0. \quad (8.5)$$

$$-1280,5 \cdot \cos 45^\circ + 249,1 + 1622,8 - 966,6 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в горизонтальной плоскости определены правильно.

Определяем реакции в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_{F_{1Y}} = 0; -F_B \sin 45^\circ f - F_{r1} \frac{L_{on}}{2} - F_{x1} \frac{d_1}{2} - R_{2Y} L_{on} = 0. \quad (8.6)$$

$$R_{2Y} = \frac{-F_B \sin 45^\circ f - F_{r1} \frac{L_{on}}{2} - F_{x1} \frac{d_1}{2}}{L_{on}}. \quad (8.7)$$

$$R_{2Y} = \frac{-1280,5 \cdot \sin 45^\circ \cdot 60 - 1184,7 \cdot \frac{350}{2} - 3254,9 \cdot \frac{80}{2}}{350} = -1119,5 \text{ Н.}$$

Знак «←» означает, что необходимо изменить направление действия реакции R_{2Y} на противоположное.

$$\sum M_{F_{2Y}} = 0; F_{r1} \frac{L_{\text{он}}}{2} - F_{x1} \frac{d_1}{2} + R_{1Y} L_{\text{он}} - F_B \sin 45^\circ (f + L_{\text{он}}) = 0. \quad (8.8)$$

$$R_{1Y} = \frac{-F_{r1} \frac{L_{\text{он}}}{2} + F_{x1} \frac{d_1}{2} + F_B \sin 45^\circ (f + L_{\text{он}})}{L_{\text{он}}}. \quad (8.9)$$

$$R_{1Y} = \frac{-1184,7 \cdot \frac{350}{2} + 3254,9 \cdot \frac{80}{2} + 1280,5 \cdot \sin 45^\circ \cdot (60 + 350)}{350} = 840,1 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_Y = 0; -F_B \sin 45^\circ + R_{1Y} + F_{r1} - R_{2Y} = 0. \quad (8.10)$$

$$-1280,5 \cdot \sin 45^\circ + 840,1 + 1184,7 - 1119,5 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в вертикальной плоскости определены правильно.

9. Определяем суммарные радиальные реакции в опорах вала:

$$R_1 = \sqrt{R_{1X}^2 + R_{1Y}^2} = \sqrt{249,1^2 + 840,1^2} = 876,3 \text{ Н;}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2X}^2 + R_{2Y}^2} = \sqrt{966,6^2 + 1119,5^2} = 1479,1 \text{ Н.}$$

10. Определяем изгибающие моменты и строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях и эпюру передаваемого крутящего момента (рис. 8.4). Для определения изгибающих моментов разбиваем вал на участки между действующими на него силами:

а) горизонтальная плоскость (XOZ).

Рассмотрим участок 1-1: $0 \leq x_1 \leq f$.

$$M_{1-1X} = -F_B \cos 45^\circ x_1. \quad (8.11)$$

При $x_1 = 0$

$$M_{1-1X} = -1280,5 \cdot \cos 45^\circ \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

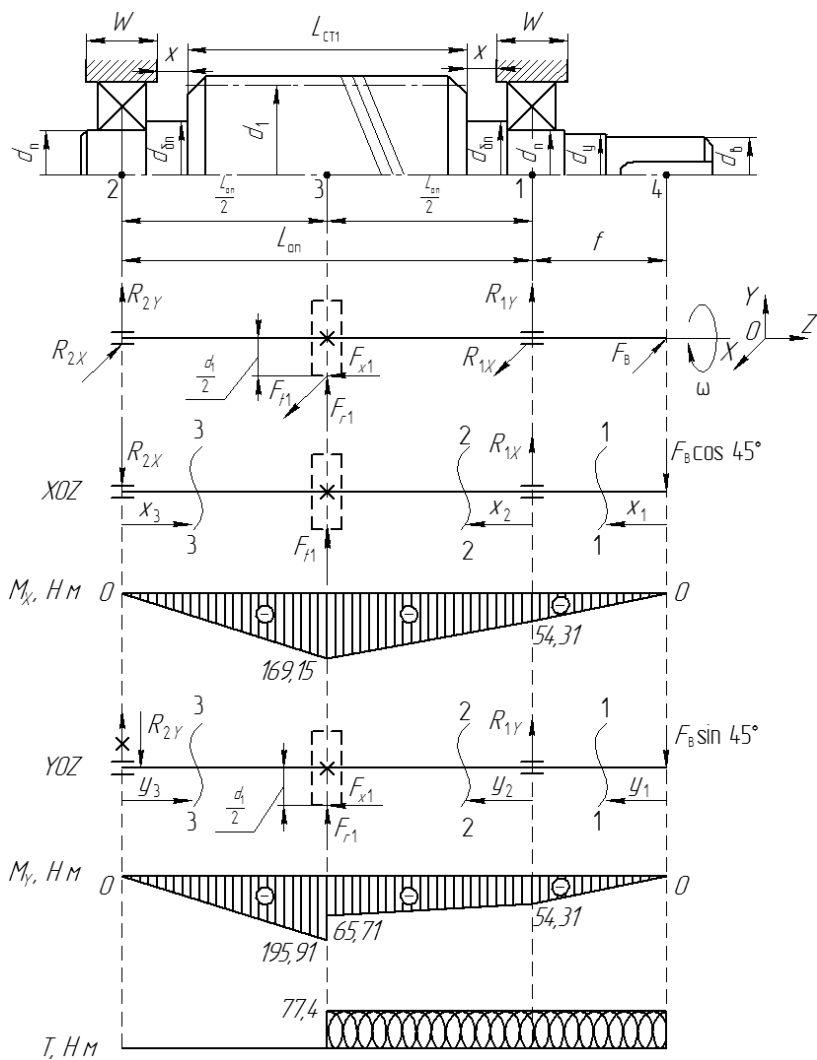


Рис. 8.4. Эскиз вала-червяка червячного одноступенчатого редуктора с эпюрами изгибающих и крутящего моментов, действующих на него

При $x_1 = f = 0,06$ м

$$M_{1-1X} = -1280,5 \cdot \cos 45^\circ \cdot 0,06 = -54,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq x_2 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$.

$$M_{2-2X} = -F_b \cos 45^\circ (f + x_2) + R_{1X} x_2. \quad (8.12)$$

При $x_2 = 0$

$$M_{2-2X} = -1280,5 \cdot \cos 45^\circ \cdot (0,06 + 0) + 249,1 \cdot 0 = -54,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_2 = \frac{L_{\text{оп}}}{2} = 0,175$ м

$$M_{2-2X} = -1280,5 \cdot \cos 45^\circ \cdot (0,06 + 0,175) + 249,1 \cdot 0,175 = -169,15 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 3–3: $0 \leq x_3 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$.

$$M_{3-3X} = -R_{2X} x_3. \quad (8.13)$$

При $x_3 = 0$

$$M_{3-3X} = -966,6 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_3 = \frac{L_{\text{оп}}}{2} = 0,175$ м

$$M_{3-3X} = -966,6 \cdot 0,175 = -169,15 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

б) вертикальная плоскость (YOZ).

Рассмотрим участок 1–1: $0 \leq y_1 \leq f$.

$$M_{1-1Y} = -F_b \sin 45^\circ y_1. \quad (8.14)$$

При $y_1 = 0$

$$M_{1-1Y} = -1280,5 \cdot \sin 45^\circ \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_1 = f = 0,06$ м

$$M_{1-1Y} = -1280,5 \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,06 = -54,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq y_2 \leq \frac{L_{\text{он}}}{2}$.

$$M_{2-2Y} = -F_B \sin 45^\circ (f + y_2) + R_{1Y} y_2. \quad (8.15)$$

При $y_2 = 0$

$$M_{2-2Y} = -1280,5 \cdot \sin 45^\circ \cdot (0,06 + 0) + 840,1 \cdot 0 = -54,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_2 = \frac{L_{\text{он}}}{2} = 0,175 \text{ м}$

$$M_{2-2Y} = -1280,5 \cdot \sin 45^\circ \cdot (0,06 + 0,175) + 840,1 \cdot 0,175 = -65,71 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 3–3: $0 \leq y_3 \leq \frac{L_{\text{он}}}{2}$.

$$M_{3-3Y} = -R_{2Y} y_3. \quad (8.16)$$

При $y_3 = 0$

$$M_{3-3Y} = -1119,5 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_3 = \frac{L_{\text{он}}}{2} = 0,175 \text{ м}$

$$M_{3-3Y} = -1119,5 \cdot 0,175 = -195,91 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент T передается от точки приложения нагрузки, действующей на входном участке вала от цепной передачи, до точки приложения сил, действующих в зацеплении червячной передачи редуктора.

11. Определяем суммарный изгибающий момент в опасном сечении вала:

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{M_{1X}^2 + M_{1Y}^2} = \sqrt{54,31^2 + 54,31^2} = 54,31 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Sigma 3} = \sqrt{M_{3X}^2 + M_{3Y}^2} = \sqrt{169,15^2 + 195,91^2} = 258,83 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В данном случае опасное сечение находится в точке 3, так как значение суммарного изгибающего момента в ней больше.

12. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении:

$$M_{\text{экр}} = \sqrt{M_{\Sigma 3}^2 + T^2} = \sqrt{258,83^2 + 77,4^2} = 270,15 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

13. Определяем диаметр вала в опасном сечении:

$$d_{\text{оп}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]_н}}.$$

Принимаем допускаемое напряжение при изгибе для обеспечения не только прочности, но и достаточной жесткости вала $[\sigma_{-1}]_н = 55$ МПа.

Тогда

$$d_{\text{оп}} = \sqrt[3]{\frac{270,15 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 36,6 \text{ мм}.$$

Так как полученное значение $d_{\text{оп}} = 36,6$ мм меньше $d_{f1} = 56$ мм, то ранее рассчитанные размеры участков вала оставляем без изменений.

8.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность

Рассчитываем коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S].$$

Принимаем допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности $[S] = 2,0$ (см. с. 30).

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям определяем по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a}{\beta} \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \Psi_{\sigma} \sigma_m}.$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба $\sigma_{-1} = 410$ МПа.

Определяем момент сопротивления при изгибе:

$$W = \frac{\pi d_{f1}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 56^3}{32} = 17232,3 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma 3}}{W} = \frac{258833}{17232,3} = 15,1 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, $\beta = 0,95$ (см. с. 31).

По табл. 5.3 принимаем эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений $k_\sigma = 2,44$.

По табл. 5.4 принимаем масштабный фактор нормальных напряжений $\varepsilon_\sigma = 0,7$.

Принимаем для стали 40Х коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения нормальными напряжениями, $\Psi_\sigma = 0,27$ (см. с. 31).

Определяем среднее напряжение цикла нормальных напряжений:

$$\sigma_m = \frac{4F_{x1}}{\pi d_{f1}^2} = \frac{4 \cdot 3254,9}{3,14 \cdot 56^2} = 1,3 \text{ МПа.}$$

Тогда

$$S_\sigma = \frac{410}{\frac{15,1}{0,95} \cdot \frac{2,44}{0,7} + 0,27 \cdot 1,3} = 7,4.$$

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\beta} \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \Psi_\tau \tau_m}.$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле кручения $\tau_{-1} = 230$ МПа.

Определяем момент сопротивления при кручении:

$$W_k = \frac{\pi d_{f1}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 56^3}{16} = 34464,6 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду касательных напряжений и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_k} = \frac{77,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 34464,6} = 1,1 \text{ МПа.}$$

По табл. 5.3 принимаем эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений $k_\tau = 1,84$.

По табл. 5.4 принимаем масштабный фактор касательных напряжений $\varepsilon_\tau = 0,7$.

Принимаем для стали 40Х коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения касательными напряжениями, $\Psi_\tau = 0,1$ (см. с. 34).

Тогда

$$S_\tau = \frac{230}{\frac{1,1}{0,95} \cdot \frac{1,84}{0,70} + 0,1 \cdot 1,1} = 72,9.$$

Таким образом,

$$S = \frac{7,4 \cdot 72,9}{\sqrt{7,4^2 + 72,9^2}} = 7,4 \geq [S] = 2.$$

Условие выполнено, прочность вала обеспечивается.

8.3. Расчет вала на жесткость

Производим расчет вала на жесткость, для этого определяем максимальный прогиб (стрелу прогиба):

$$f = \frac{L_{\text{он}}^3 \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{48EI_{\text{пр}}} \leq [f].$$

Определяем приведенный момент инерции:

$$\begin{aligned} I_{\text{пр}} &= \frac{\pi d_{f1}^4}{64} (0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}}) = \\ &= \frac{3,14 \cdot 56^4}{64} \cdot (0,375 + 0,625 \cdot \frac{100}{56}) = 719449,4 \text{ мм}^4. \end{aligned}$$

Определяем допускаемый прогиб вала:

$$f = (0,005 \dots 0,01)m = (0,005 \dots 0,01) \cdot 10 = 0,05 \dots 0,1 \text{ мм.}$$

Принимаем $f = 0,1$ мм.

Тогда

$$f = \frac{350^3 \sqrt{1622,8^2 + 1184,7^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 719449,4} = 0,01 \text{ мм} < [f] = 0,1 \text{ мм.}$$

Условие выполнено, жесткость вала обеспечивается.

9. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТИХОХОДНОГО ВАЛА ЧЕРВЯЧНОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные: передаваемый крутящий момент тихоходного вала $T = 520,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$, делительный диаметр червячного колеса $d_2 = 320 \text{ мм}$, диаметр вершин зубьев червячного колеса $d_{a2} = 340 \text{ мм}$, диаметр впадин зубьев червячного колеса $d_{f2} = 296 \text{ мм}$. Схема привода представлена на рис. 9.1.

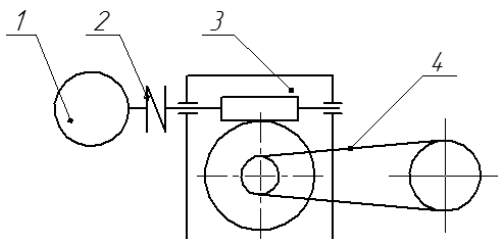


Рис. 9.1. Схема привода: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – закрытая червячная передача; 4 – ременная передача

9.1. Проектный расчет вала

1. Принимаем материал вала.

Принимаем по табл. 3.1 материал вала сталь 45 с твердостью не менее 240 НВ, диаметром заготовки $\leq 120 \text{ мм}$ и механическими характеристиками: $\sigma_b = 780 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 360 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$.

2. Выполняем эскиз вала (рис. 9.2).

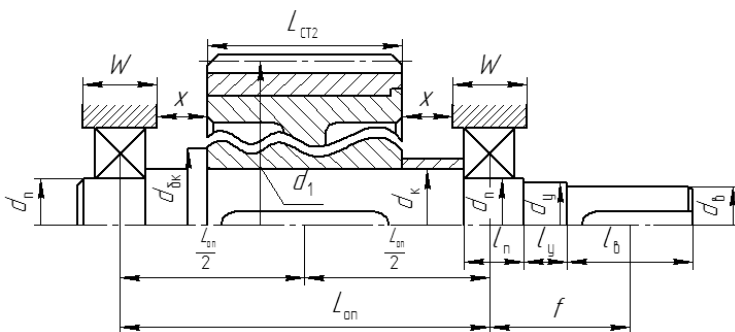


Рис. 9.2. Эскиз тихоходного вала червячного одноступенчатого редуктора

3. Рассчитываем диаметры участков вала.

3.1. Определяем диаметр выходного участка вала:

$$d_b \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau_{кр}]}} \geq \sqrt[3]{\frac{520,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 29}} = 44,8 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду (см. с. 22) округляем расчетное значение до ближайшего большего нормального размера: $d_b = 45$ мм.

3.2. Определяем диаметр участка вала под уплотнение:

$$d_y = d_b + (3 \dots 5) \text{ мм} = 45 + 5 = 50 \text{ мм.}$$

Полученное значение согласовываем с внутренним диаметром манжеты по табл. 5.1. Принимаем $d_y = 50$ мм.

3.3. Определяем диаметр участка вала под подшипник:

$$d_{п} = d_y + (3 \dots 5) \text{ мм} = 50 + 5 = 55 \text{ мм.}$$

3.4. Определяем диаметр участка вала под колесо:

$$d_k = d_{п} + (3 \dots 5) \text{ мм} = 55 + 5 = 60 \text{ мм.}$$

3.5. Определяем диаметр участка вала под буртик колеса:

$$d_{ок} = d_k + (3 \dots 5) \text{ мм} = 60 + 5 = 65 \text{ мм.}$$

4. Предварительно рассчитываем длины участков валов.

4.1. Определяем длину входного участка вала:

$$l_b = (1,0 \dots 1,5)d_b = (1,0 \dots 1,5) \cdot 45 = 45 \dots 67,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_b = 60$ мм.

4.2. Определяем длину участка вала под уплотнение.

По табл. 5.1 для участка вала под уплотнение диаметром 50 мм принимаем $l_y = b_m = 10$ мм.

4.3. Определяем длину участка вала под подшипник:

$$l_{п} = (1,0 \dots 1,2)d_{п} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 55 = 55 \dots 66 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{п} = 60$ мм.

5. Определяем межопорное расстояние:

$$L_{оп} \approx L_{ст2} + 2x + w.$$

Принимаем зазор между ступицей червячного колеса и внутренними стенками корпуса редуктора $x = 10$ мм (см. с. 25). Принимаем по

табл. 5.2 в зависимости от передаваемого валом крутящего момента ширину корпуса в месте установки подшипников качения $w = 64$ мм.

Определяем длину ступицы червячного колеса:

$$L_{ст2} = (1,2 \dots 1,5)d_k = (1,2 \dots 1,5) \cdot 60 = 72 \dots 90 \text{ мм.}$$

Принимаем $L_{ст2} = 78$ мм.

Тогда

$$L_{оп} \approx 78 + 2 \cdot 10 + 64 = 240 \text{ мм} = 0,24 \text{ м.}$$

По табл. 5.2 принимаем расстояние от точки приложения радиальной реакции от подшипника качения до точки приложения нагрузки, действующей на выходном участке вала от ременной передачи, $f = 100$ мм = 0,1 м (см. рис. 9.2).

6. Выписываем значения сил в зацеплении и нагрузки на вал от ременной передачи: окружная сила в зацеплении $F_{t2} = 3254,9$ Н, радиальная сила в зацеплении $F_{r2} = 1184,7$ Н, осевая сила в зацеплении $F_{x2} = 1622,8$ Н; нагрузка, действующая на вал от ременной передачи, $F_b = 2350,5$ Н.

7. Вычерчиваем схему нагружения тихоходного вала червячного одноступенчатого редуктора и раскладываем силы, действующие на вал в характерных точках, в двух взаимно перпендикулярных плоскостях – вертикальной (YOZ) и горизонтальной (XOZ) (рис. 9.3).

8. Определяем реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Определяем реакции в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_{F_{1X}} = 0; -F_b \cdot f + F_{t2} \frac{L_{оп}}{2} + R_{2X} L_{оп} = 0. \quad (9.1)$$

$$R_{2X} = \frac{F_b \cdot f - F_{t2} \frac{L_{оп}}{2}}{L_{оп}}. \quad (9.2)$$

$$R_{2X} = \frac{2350,5 \cdot 100 - 3254,9 \cdot \frac{240}{2}}{240} = -648,1 \text{ Н.}$$

Знак « \leftarrow » означает, что необходимо изменить направление действия реакции R_{2X} на противоположное.

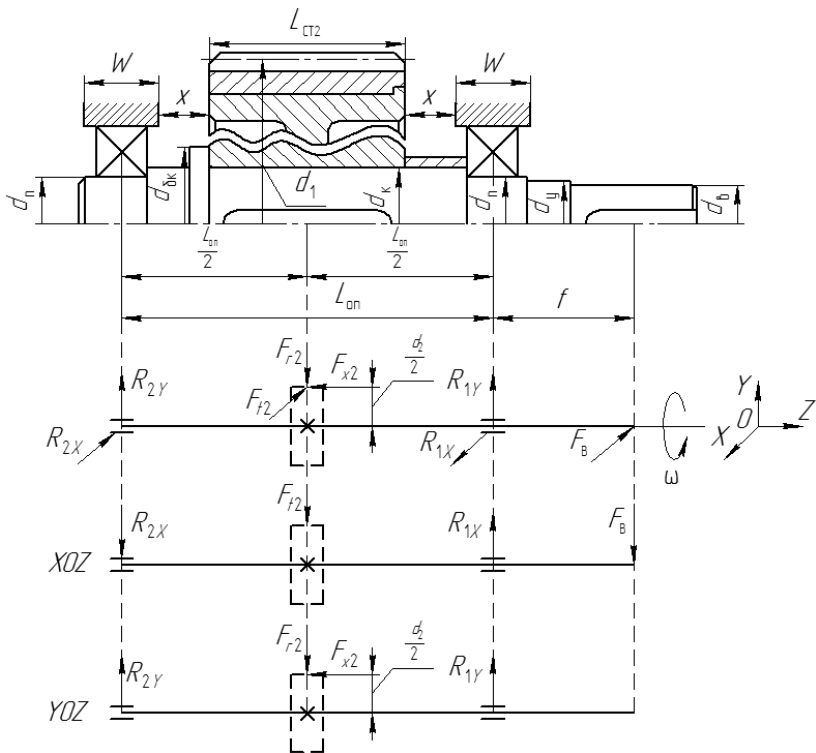


Рис. 9.3. Схема нагружения тихоходного вала червячного одноступенчатого редуктора

$$\sum M_{F_{2X}} = 0; -F_{t2} \frac{L_{он}}{2} + R_{1X} L_{он} - F_B (f + L_{он}) = 0. \quad (9.3)$$

$$R_{1X} = \frac{F_B (f + L_{он}) + F_{t2} \frac{L_{он}}{2}}{L_{он}}. \quad (9.4)$$

$$R_{1X} = \frac{2350,5 \cdot (100 + 240) + 3254,9 \cdot \frac{240}{2}}{240} = 4957,3 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_x = 0; -F_b + R_{1x} - F_{r2} + R_{2x} = 0. \quad (9.5)$$

$$-2350,5 + 4957,3 - 3254,9 + 648,1 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в горизонтальной плоскости определены правильно.

Определяем реакции в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_{F_{1Y}} = 0; F_{r2} \frac{L_{он}}{2} + F_{x2} \frac{d_2}{2} - R_{2Y} L_{он} = 0. \quad (9.6)$$

$$R_{2Y} = \frac{F_{r2} \frac{L_{он}}{2} + F_{x2} \frac{d_2}{2}}{L_{он}}. \quad (9.7)$$

$$R_{2Y} = \frac{1184,7 \cdot \frac{240}{2} + 1622,8 \cdot \frac{320}{2}}{240} = 1674,2 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{F_{2Y}} = 0; -F_{r2} \frac{L_{он}}{2} + F_{x2} \frac{d_2}{2} + R_{1Y} L_{он} = 0. \quad (9.8)$$

$$R_{1Y} = \frac{F_{r2} \frac{L_{он}}{2} - F_{x2} \frac{d_2}{2}}{L_{он}}. \quad (9.9)$$

$$R_{1Y} = \frac{1184,7 \cdot \frac{240}{2} - 1622,8 \cdot \frac{320}{2}}{240} = -489,5 \text{ Н.}$$

Знак «-» означает, что необходимо изменить направление действия реакции R_{1Y} на противоположное.

Проверка:

$$\sum F_x = 0; -R_{1x} - F_{r2} + R_{2x} = 0. \quad (9.10)$$

$$-489,5 - 1184,7 + 1674,2 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в вертикальной плоскости определены правильно.

9. Определяем суммарные радиальные реакции в опорах вала:

$$R_1 = \sqrt{R_{1X}^2 + R_{1Y}^2} = \sqrt{4957,3^2 + 489,5^2} = 4981,4 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2X}^2 + R_{2Y}^2} = \sqrt{648,1^2 + 1674,2^2} = 1795,3 \text{ Н}.$$

10. Определяем изгибающие моменты и строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях и эпюру передаваемого крутящего момента (рис. 9.4). Для определения изгибающих моментов разбиваем вал на участки между действующими на него силами:

а) горизонтальная плоскость (XOZ).

Рассмотрим участок 1–1: $0 \leq x_1 \leq f$.

$$M_{1-1X} = -F_B x_1. \quad (9.11)$$

При $x_1 = 0$

$$M_{1-1X} = -2350,5 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_1 = f = 0,1 \text{ м}$

$$M_{1-1X} = -2350,5 \cdot 0,1 = -235,05 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq x_2 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$.

$$M_{2-2X} = -F_B (f + x_2) + R_{1X} x_2. \quad (9.12)$$

При $x_2 = 0$

$$M_{2-2X} = -2350,5 \cdot (0,1 + 0) + 4957,3 \cdot 0 = -235,05 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_2 = \frac{L_{\text{оп}}}{2} = 0,175 \text{ м}$

$$M_{2-2X} = -2350,5 \cdot (0,1 + 0,12) + 4957,3 \cdot 0,12 = 77,77 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 3–3: $0 \leq x_3 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$.

$$M_{3-3X} = R_{2X} x_3. \quad (9.13)$$

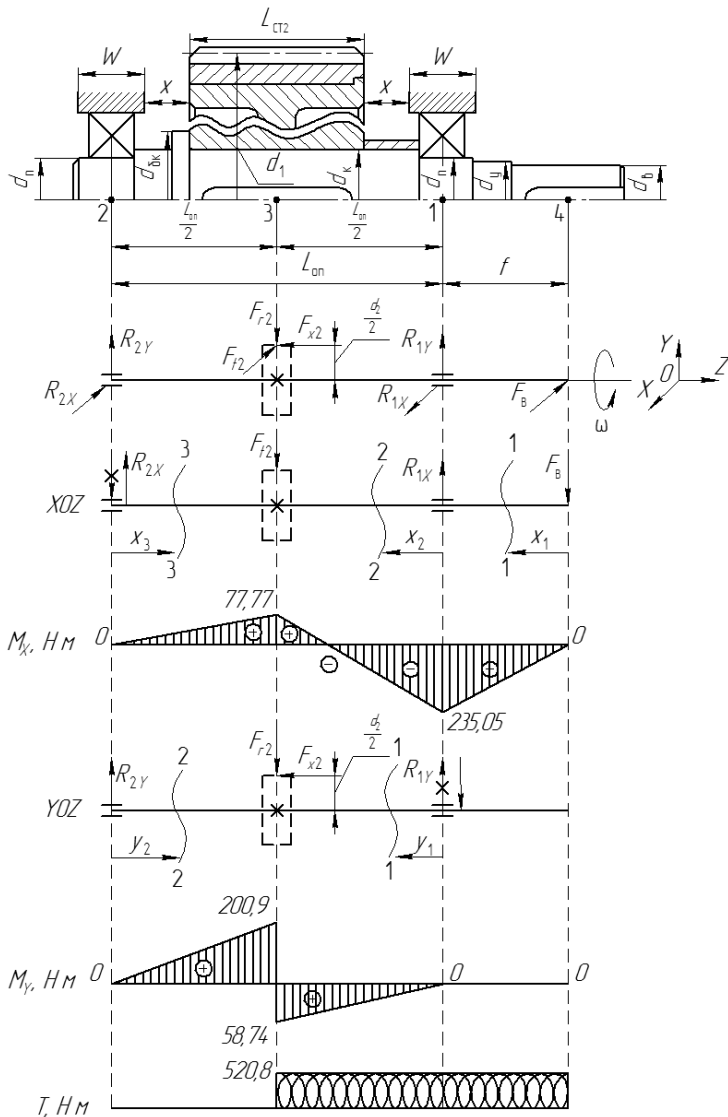


Рис. 9.4. Эскиз тихоходного вала червячного одноступенчатого редуктора с эпюрами изгибающих и крутящего моментов, действующих на него

При $x_3 = 0$

$$M_{3-3X} = 648,1 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_3 = \frac{L_{\text{оп}}}{2} = 0,12 \text{ м}$

$$M_{3-3X} = 648,1 \cdot 0,12 = 77,77 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

б) вертикальная плоскость (YOZ).

Рассмотрим участок 1–1: $0 \leq y_1 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$.

$$M_{1-1Y} = -R_{1Y} y_1. \quad (9.14)$$

При $y_1 = 0$

$$M_{1-1Y} = -489,5 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_1 = \frac{L_{\text{оп}}}{2} = 0,12 \text{ м}$

$$M_{1-1Y} = -489,5 \cdot 0,12 = -58,74 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq y_2 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$.

$$M_{2-2Y} = R_{2Y} y_2. \quad (9.15)$$

При $y_2 = 0$

$$M_{2-2Y} = 1674,2 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_2 = \frac{L_{\text{оп}}}{2} = 0,12 \text{ м}$

$$M_{2-2Y} = 1674,2 \cdot 0,12 = 200,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент T передается от точки приложения сил, действующих в зацеплении червячной передачи редуктора, до точки приложения нагрузки, действующей на выходном участке вала от ременной передачи.

11. Определяем суммарный изгибающий момент в опасном сечении вала:

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{M_{1X}^2 + M_{1Y}^2} = \sqrt{235,05^2 + 0^2} = 235,05 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Sigma 3} = \sqrt{M_{3X}^2 + M_{3Y}^2} = \sqrt{77,77^2 + 200,9^2} = 215,43 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Опасное сечение находится в точке 1, так как значение суммарного изгибающего момента в ней больше.

12. Определяем эквивалентный момент:

$$M_{\text{эKB}} = \sqrt{M_{\Sigma 1}^2 + T^2} = \sqrt{235,05^2 + 520,8^2} = 571,39 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

13. Определяем диаметр вала в опасном сечении:

$$d_{\text{оп}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эKB}}}{0,1[\sigma_{-1}]_{\text{н}}}} \geq \sqrt[3]{\frac{571,39 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 47,0 \text{ мм}.$$

Так как полученное значение $d_{\text{оп}} = 47,0$ мм меньше $d_{\text{н}} = 55$ мм, то ранее рассчитанные размеры участков вала оставляем без изменений.

9.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность

Рассчитываем коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S].$$

Принимаем допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности $[S] = 2,0$ (см. с. 30).

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям определяем по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a}{\beta} \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \Psi_{\sigma} \sigma_m}$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба $\sigma_{-1} = 360$ МПа.

Определяем момент сопротивления при изгибе:

$$W = \frac{\pi d_{\text{н}}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} = 16325,55 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma 1}}{W} = \frac{235,05 \cdot 10^3}{16325,55} = 14,40 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, $\beta = 0,95$ (см. с. 31).

Так как опасное сечение находится в месте установки подшипника качения (соединение с натягом), то по табл. 5.5 методом интерполяции принимаем отношение эффективного коэффициента концентрации нормальных напряжений к масштабному фактору нормальных напряжений $k_\sigma / \varepsilon_\sigma = 3,72$.

Принимаем для стали 45 коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения нормальными напряжениями, $\Psi_\sigma = 0,2$ (см. с. 31).

Так как в опасном сечении отсутствует осевая сила F_x , то среднее напряжение цикла нормальных напряжений $\sigma_m = 0$.

Тогда

$$S_\sigma = \frac{360}{\frac{14,40}{0,95} \cdot 3,72 + 0,2 \cdot 0} = 6,4.$$

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\beta} \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \Psi_\tau \tau_m}.$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле кручения $\tau_{-1} = 200$ МПа.

Определяем момент сопротивления при кручении:

$$W_k = \frac{\pi d_n^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{16} = 32651,09 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду касательных напряжений и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_k} = \frac{520,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 32651,09} = 7,98 \text{ МПа.}$$

По табл. 5.5 для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом принимаем методом интерполяции отношение $k_\tau / \varepsilon_\tau = 2,59$.

Принимаем для стали 45 коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения касательными напряжениями, $\Psi_\tau = 0,1$ (см. с. 34).

$$S_\tau = \frac{200}{\frac{7,98}{0,95} \cdot 2,59 + 0,1 \cdot 7,98} = 8,9.$$

Тогда

$$S = \frac{6,4 \cdot 8,9}{\sqrt{6,4^2 + 8,9^2}} = 5,2 > [S] = 2,0.$$

Условие выполнено, прочность вала обеспечивается.

Так как расчетное значение коэффициента запаса прочности $S = 5,2$ больше допустимого значения $[S] = 2,0$, то проводить расчет вала на жесткость не требуется.

Таким образом, при соблюдении условий прочности и жесткости ранее определенные конструктивные размеры (диаметры и длины участков тихоходного вала червячного одноступенчатого редуктора) можно сохранить.

Выполненный расчет показывает, что спроектированная конструкция вала способна выдерживать заданные нагрузки и обеспечит предупреждение пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок (например, пусковых и т. п.).

Геометрические размеры, полученные в ходе проектирования тихоходного вала червячного одноступенчатого редуктора, позволяют выполнить его рабочий чертёж.

Окончательные размеры сконструированного вала следует принять с учетом расчета подшипниковых узлов на долговечность.

10. ПРИМЕР РАСЧЕТА БЫСТРОХОДНОГО ВАЛА КОНИЧЕСКОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные: передаваемый крутящий момент быстроходного вала $T = 190,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$, средний делительный диаметр конической шестерни $d_1 = 96,9 \text{ мм}$. Схема привода представлена на рис. 10.1.

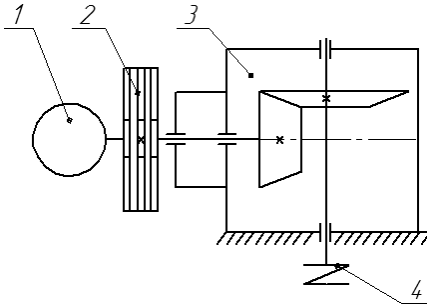


Рис. 10.1. Схема привода: 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – закрытая коническая передача; 4 – муфта

10.1. Проектный расчет вала

1. Принимаем материал вала.

Принимаем по табл. 3.1 материал вала сталь 45 с твердостью не менее 240 НВ, диаметром заготовки $\leq 120 \text{ мм}$ и механическими характеристиками: $\sigma_B = 780 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 360 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$.

2. Выполняем эскиз вала (рис. 10.2).

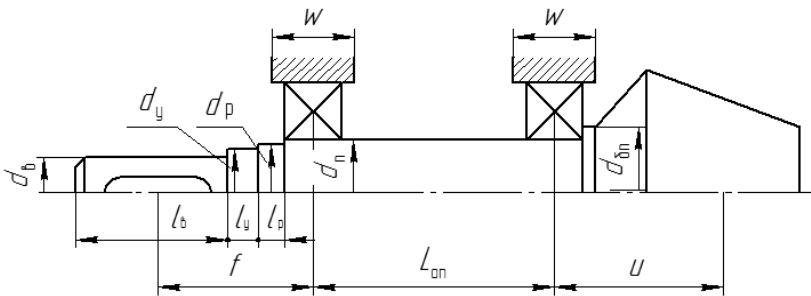


Рис. 10.2. Эскиз быстроходного вала конического одноступенчатого редуктора

3. Рассчитываем диаметры участков вала.

3.1. Определяем диаметр выходного участка вала:

$$d_{\text{в}} \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau_{\text{кр}}]}} \geq \sqrt[3]{\frac{190,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 31,7 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду (см. с. 22) округляем расчетное значение до ближайшего большего нормального размера: $d_{\text{в}} = 32 \text{ мм}$.

3.2. Определяем диаметр участка вала под уплотнение:

$$d_y = d_{\text{в}} + (3 \dots 5) \text{ мм} = 32 + 4 = 36 \text{ мм.}$$

Полученное значение согласовываем с внутренним диаметром манжеты по табл. 5.1. Принимаем $d_y = 36 \text{ мм}$.

3.3. Определяем диаметр участка вала под резьбу:

$$d_p = d_y + (3 \dots 5) \text{ мм} = 36 + 4 = 40 \text{ мм.}$$

Диаметр участка вала под резьбу принимаем в соответствии с основными размерами метрической резьбы по ГОСТ 24705-2004 (см. с. 22). Принимаем $d_p = 40 \text{ мм}$.

3.4. Определяем диаметр участка вала под подшипник:

$$d_{\text{п}} = d_p + (3 \dots 5) \text{ мм} = 40 + 4 = 44 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до ближайшего большего значения, которое оканчивается либо на 0, либо на 5. Принимаем $d_{\text{п}} = 45 \text{ мм}$.

3.5. Определяем диаметр участка вала под буртик подшипника:

$$d_{\text{бп}} = d_{\text{п}} + (3 \dots 5) \text{ мм} = 45 + 5 = 50 \text{ мм.}$$

Коническую шестерню выполняем заодно с быстроходным валом.

4. Предварительно рассчитываем длины участков валов.

4.1. Определяем длину входного участка вала:

$$l_{\text{в}} = (1,0 \dots 1,5)d_{\text{в}} = (1,0 \dots 1,5) \cdot 32 = 32 \dots 48 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{\text{в}} = 45 \text{ мм}$.

4.2. Определяем длину участка вала под уплотнение.

По табл. 5.1 для участка вала под уплотнение диаметром 36 мм принимаем $l_y = b_{\text{м}} = 10 \text{ мм}$.

4.3. Определяем длину участка вала под резьбу:

$$l_p \approx 0,4d_n = 0,4 \cdot 45 = 18 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_p = 20 \text{ мм.}$

5. Определяем межопорное расстояние:

$$L_{\text{оп}} \approx e.$$

По табл. 5.2 принимаем расстояние между точками приложения радиальной реакции от подшипников качения $e = 100 \text{ мм}$ (см. рис. 5.1, в).

Тогда

$$L_{\text{оп}} = 100 \text{ мм.}$$

По табл. 5.2 принимаем расстояние от точки приложения радиальной реакции от подшипника качения до точки приложения нагрузки, действующей на входном участке вала от ременной передачи, $f = 80 \text{ мм}$ (см. рис. 5.1, в).

По табл. 5.2 принимаем расстояние от точки приложения радиальной реакции от подшипника качения до точки приложения сил, действующих в зацеплении конической передачи редуктора, $u = 80 \text{ мм}$ (см. рис. 5.1, в).

6. Выписываем (из раздела «Расчет передач») значения сил, действующих на вал в зацеплении конической передачи, и нагрузку на вал от ременной передачи: окружная сила $F_{r1} = 3940,1 \text{ Н}$, радиальная сила $F_{r1} = 1405,8 \text{ Н}$, осевая сила $F_{x1} = 283,5 \text{ Н}$; нагрузка, действующая на вал от ременной передачи, $F_b = 1940,8 \text{ Н}$.

7. Вычерчиваем схему нагружения быстроходного вала конического одноступенчатого редуктора и раскладываем силы, действующие на вал в характерных точках, в двух взаимно перпендикулярных плоскостях – вертикальной (YOZ) и горизонтальной (XOZ) (рис. 10.3).

8. Определяем реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Определяем реакции в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_{F_{1Y}} = 0; -F_{r1}u + F_{x1} \frac{d_1}{2} + R_{2Y}L_{\text{оп}} = 0. \quad (10.1)$$

$$R_{2Y} = \frac{F_{r1}u - F_{x1} \frac{d_1}{2}}{L_{\text{оп}}}. \quad (10.2)$$

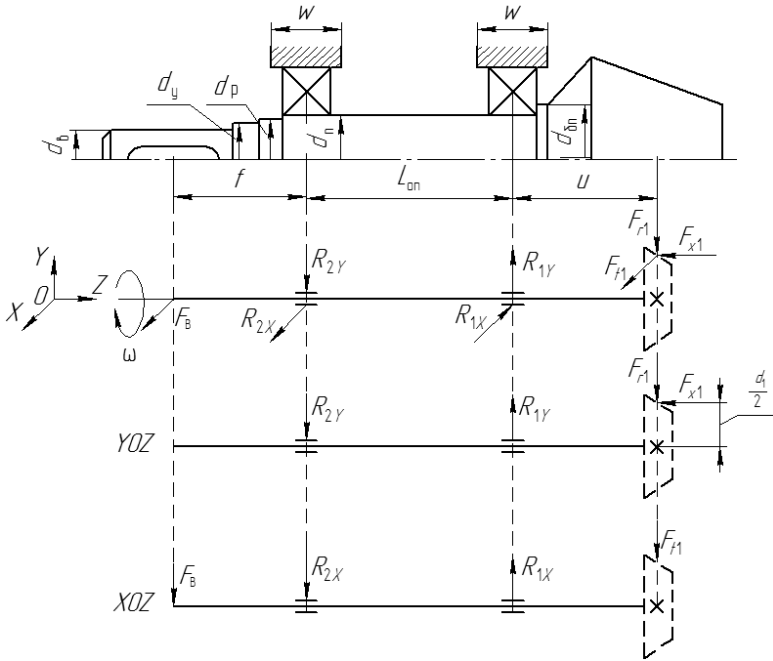


Рис. 10.3. Схема нагружения быстроходного вала конического одноступенчатого редуктора

$$R_{2Y} = \frac{1405,8 \cdot 80 - 283,5 \cdot \frac{96,9}{2}}{100} = 987,3 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{F_{2Y}} = 0; -F_{r1}(u + L_{on}) + F_{x1} \frac{d_1}{2} + R_{1Y} L_{on} = 0. \quad (10.3)$$

$$R_{1Y} = \frac{F_{r1}(u + L_{on}) - F_{x1} \frac{d_1}{2}}{L_{on}}. \quad (10.4)$$

$$R_{1Y} = \frac{1405,8 \cdot (80 + 100) - 283,5 \cdot \frac{96,9}{2}}{100} = 2393,1 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_Y = 0; -F_{r1} + R_{1Y} - R_{2Y} = 0. \quad (10.5)$$

$$-1405,8 + 2393,1 - 987,3 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в вертикальной плоскости определены правильно.

Определяем реакции в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_{F_{1X}} = 0; F_{r1}u - R_{2X}L_{оп} - F_B(f + L_{оп}) = 0. \quad (10.6)$$

$$R_{2X} = \frac{F_{r1}u - F_B(f + L_{оп})}{L_{оп}}. \quad (10.7)$$

$$R_{2X} = \frac{3940,1 \cdot 80 - 1940,8 \cdot (80 + 100)}{100} = -341,4 \text{ Н.}$$

Знак « \leftarrow » означает, что необходимо изменить направление действия реакции R_{2X} на противоположное.

$$\sum M_{F_{2X}} = 0; F_{r1}(u + L_{оп}) - R_{1X}L_{оп} - F_B f = 0. \quad (10.8)$$

$$R_{1X} = \frac{F_{r1}(u + L_{оп}) - F_B f}{L_{оп}}. \quad (10.9)$$

$$R_{1X} = \frac{3940,1 \cdot (80 + 100) - 1940,8 \cdot 80}{100} = 5539,5 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_X = 0; -F_{r1} + R_{1X} + R_{2X} - F_B = 0. \quad (10.10)$$

$$-3940,1 + 5539,5 + 341,4 - 1940,8 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в горизонтальной плоскости определены правильно.

9. Определяем суммарные радиальные реакции в опорах вала:

$$R_1 = \sqrt{R_{1Y}^2 + R_{1X}^2} = \sqrt{2393,1^2 + 5539,5^2} = 6034,3 \text{ Н;}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2Y}^2 + R_{2X}^2} = \sqrt{987,3^2 + 341,4^2} = 1044,7 \text{ Н.}$$

10. Определяем изгибающие моменты и строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях и эпюру передаваемого крутящего момента (рис. 10.4). Для определения изгибающих моментов разбиваем вал на участки между действующими на него силами:

а) вертикальная плоскость (YOZ).

Рассмотрим участок 1–1: $0 \leq y_1 \leq u$.

$$M_{1-1Y} = F_{x1} \frac{d_1}{2} - F_{r1} y_1. \quad (10.11)$$

При $y_1 = 0$

$$M_{1-1Y} = 283,5 \cdot \frac{0,0969}{2} - 1405,8 \cdot 0 = 13,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_1 = u = 0,08 \text{ м}$

$$M_{1-1Y} = 283,5 \cdot \frac{0,0969}{2} - 1405,8 \cdot 0,08 = -98,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq y_2 \leq L_{\text{он}}$.

$$M_{2-2Y} = -R_{2Y} y_2. \quad (10.12)$$

При $y_2 = 0$

$$M_{2-2Y} = -987,3 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_2 = L_{\text{он}} = 0,1 \text{ м}$

$$M_{2-2Y} = -987,3 \cdot 0,1 = -98,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

б) горизонтальная плоскость (XOZ).

Рассмотрим участок 1–1: $0 \leq x_1 \leq u$.

$$M_{1-1X} = -F_{t1} x_1. \quad (10.13)$$

При $x_1 = 0$

$$M_{1-1X} = -3940,1 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_1 = u = 0,08 \text{ м}$

$$M_{1-1X} = -3940,1 \cdot 0,08 = -315,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

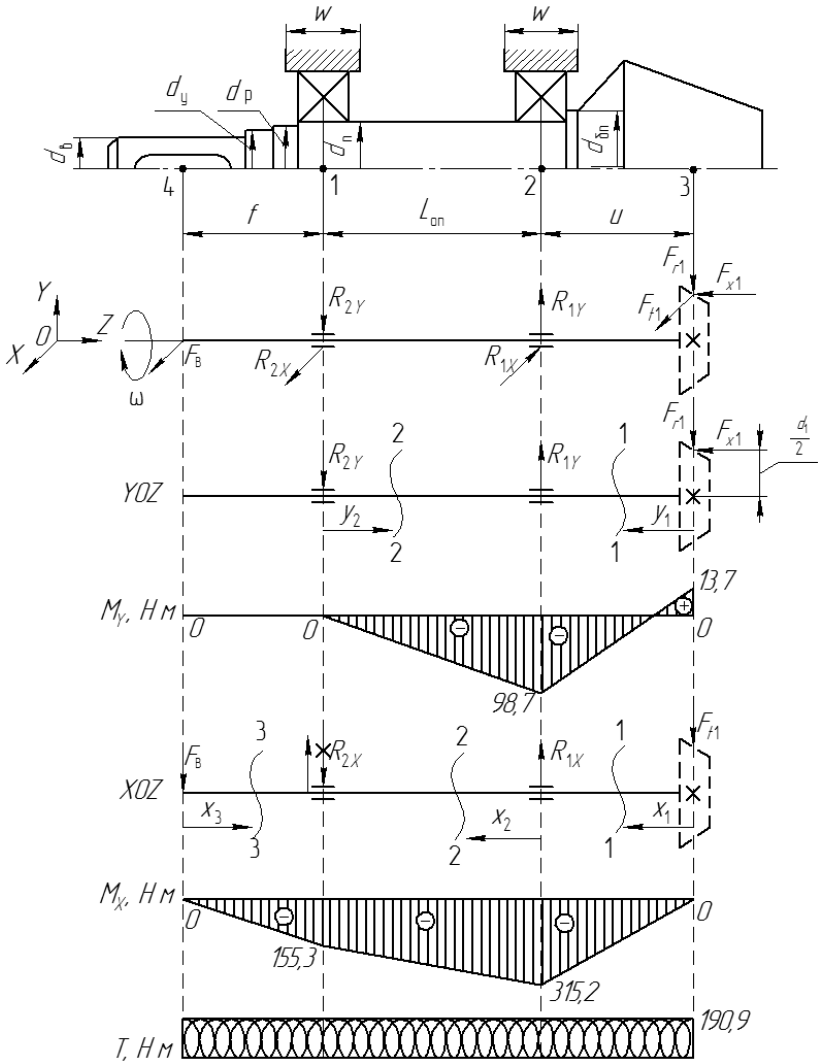


Рис. 10.4. Эскиз быстроходного вала конического одноступенчатого редуктора с эпюрами изгибающих и крутящего моментов, действующих на него

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq x_2 \leq L_{\text{оп}}$.

$$M_{2-2X} = -F_{11}(u + x_2) + R_{1X}x_2. \quad (10.14)$$

При $x_2 = 0$

$$M_{2-2X} = -3940,1 \cdot (0,08 + 0) + 5539,5 \cdot 0 = -315,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_2 = L_{\text{оп}} = 0,1 \text{ м}$

$$M_{2-2X} = -3940,1 \cdot (0,08 + 0,1) + 5539,5 \cdot 0,1 = -155,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 3–3: $0 \leq x_3 \leq f$.

$$M_{3-3X} = -F_{\text{в}}x_3. \quad (10.15)$$

При $x_3 = 0$

$$M_{3-3X} = 1940,8 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_3 = f = 0,08 \text{ м}$

$$M_{3-3X} = -1940,8 \cdot 0,08 = -155,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент T передается от точки приложения нагрузки, действующей на входном участке вала от ременной передачи, до точки приложения сил, действующих в зацеплении конической передачи редуктора.

11. Определяем суммарный изгибающий момент в нагруженных участках вала и опасное сечение вала:

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{M_{1Y}^2 + M_{1X}^2} = \sqrt{0^2 + 155,3^2} = 155,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{M_{2Y}^2 + M_{2X}^2} = \sqrt{98,7^2 + 315,2^2} = 330,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Sigma 3} = \sqrt{M_{3Y}^2 + M_{3X}^2} = \sqrt{13,7^2 + 0^2} = 13,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Опасным сечением считается наиболее нагруженный участок вала. Опасное сечение находится в точке 2, так как значение суммарного изгибающего момента в ней больше.

12. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении:

$$M_{\text{экр}} = \sqrt{M_{\Sigma 2}^2 + T^2} = \sqrt{330,3^2 + 190,9^2} = 381,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

13. Определяем диаметр вала в опасном сечении:

$$d_{\text{оп}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экр}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]_{\text{н}}}}.$$

Принимаем допускаемое напряжение при изгибе для обеспечения не только прочности, но и достаточной жесткости вала $[\sigma_{-1}]_{\text{н}} = 50 \text{ МПа}$.

Тогда

$$d_{\text{оп}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экр}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]_{\text{н}}}} \geq \sqrt[3]{\frac{381,5 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 42,4 \text{ мм}.$$

Так как полученное значение $d_{\text{оп}} = 42,4 \text{ мм}$ меньше $d_{\text{н}} = 45 \text{ мм}$, то ранее рассчитанные размеры участков вала оставляем без изменений.

10.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность

Рассчитываем коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S].$$

Принимаем допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности $[S] = 2,0$ (см. с. 30).

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям определяем по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a}{\beta} \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \Psi_{\sigma} \sigma_m}.$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба $\sigma_{-1} = 360 \text{ МПа}$.

Определяем момент сопротивления при изгибе:

$$W = \frac{\pi d_{\text{п}}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{32} = 8941,6 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma 2}}{W} = \frac{330300}{8941,6} = 36,9 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, $\beta = 0,95$ (см. с. 31).

По табл. 5.5 для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом принимаем методом интерполяции отношение $k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma} = 3,45$.

Принимаем коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения нормальными напряжениями, $\Psi_{\sigma} = 0,2$ (см. с. 31).

Так как в опасном сечении отсутствует осевая сила F_x , то среднее напряжение цикла нормальных напряжений $\sigma_m = 0$.

Тогда

$$S_{\sigma} = \frac{360}{\frac{36,9}{0,95} \cdot 3,45 + 0,2 \cdot 0} = 2,7.$$

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\beta} \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \Psi_{\tau} \tau_m}.$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле кручения $\tau_{-1} = 200$ МПа.

Определяем момент сопротивления при кручении:

$$W_{\kappa} = \frac{\pi d_{\text{п}}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{16} = 17883,3 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду касательных напряжений и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_k} = \frac{190,9 \cdot 10^3}{2 \cdot 17883,3} = 5,3 \text{ МПа.}$$

По табл. 5.5 для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом принимаем методом интерполяции отношение $k_\tau / \varepsilon_\tau = 2,42$.

Принимаем для стали 45 коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения касательными напряжениями, $\Psi_\tau = 0,1$ (см. с. 34).

Тогда

$$S_\tau = \frac{200}{\frac{5,3}{0,95} \cdot 2,42 + 0,1 \cdot 5,3} = 14,3.$$

Таким образом,

$$S = \frac{2,7 \cdot 14,3}{\sqrt{2,7^2 + 14,3^2}} = 2,7 > [S] = 2.$$

Условие выполнено, прочность вала обеспечивается.

Так как расчетное значение коэффициента запаса прочности $S = 2,7$ больше допускаемого значения $[S] = 2$, то проводить расчет вала на жесткость не требуется.

Таким образом, при соблюдении условий прочности и жесткости ранее определенные конструктивные размеры (диаметры и длины участков быстроходного вала конического одноступенчатого редуктора) можно сохранить.

Выполненный расчет показывает, что спроектированная конструкция вала способна выдерживать заданные нагрузки и обеспечит предупреждение пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок (например, пусковых и т. п.).

Геометрические размеры, полученные в ходе проектирования быстроходного вала конического одноступенчатого редуктора, позволяют выполнить его рабочий чертеж.

Окончательные размеры сконструированного вала следует принять с учетом расчета подшипниковых узлов на долговечность.

11. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТИХОХОДНОГО ВАЛА КОНИЧЕСКОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные: передаваемый крутящий момент тихоходного вала $T = 710 \text{ Н} \cdot \text{м}$, средний делительный диаметр конического колеса $d_2 = 360 \text{ мм}$. Схема привода представлена на рис. 11.1.

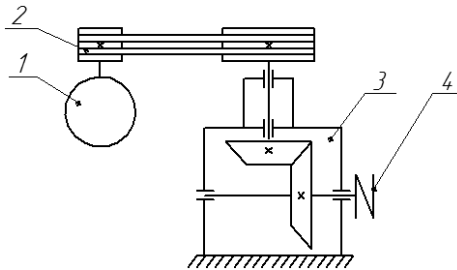


Рис. 11.1. Схема привода: 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – закрытая коническая передача; 4 – муфта

11.1. Проектный расчет вала

1. Принимаем материал вала.

Принимаем по табл. 3.1 материал вала сталь 45 с твердостью не менее 240 НВ, диаметром заготовки $\leq 120 \text{ мм}$ и механическими характеристиками: $\sigma_B = 780 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 360 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$.

2. Выполняем эскиз вала (рис. 11.2).

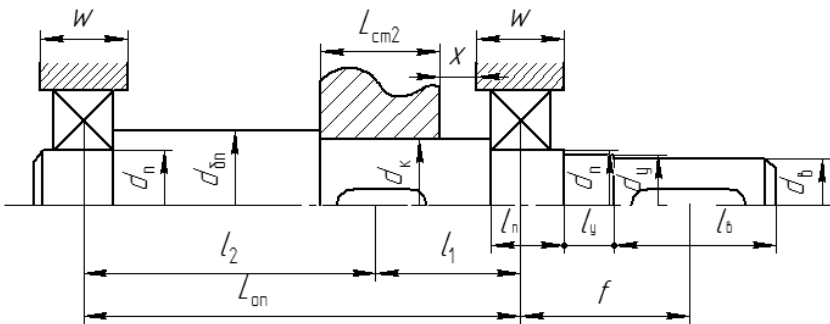


Рис. 11.2. Эскиз тихоходного вала конического одноступенчатого редуктора

3. Рассчитываем диаметры участков вала.

3.1. Определяем диаметр выходного участка вала:

$$d_b \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau_{кр}]}} \geq \sqrt[3]{\frac{710 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 33}} = 47,6 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду (см. с. 22) округляем расчетное значение до ближайшего большего нормального размера: $d_b = 48$ мм.

3.2. Определяем диаметр участка вала под уплотнение:

$$d_y = d_b + (3 \dots 5) \text{ мм} = 48 + 4 = 52 \text{ мм.}$$

Полученное значение согласовываем с внутренним диаметром манжеты по табл. 5.1. Принимаем $d_y = 52$ мм.

3.3. Определяем диаметр участка вала под подшипник:

$$d_{п} = d_y + (3 \dots 5) \text{ мм} = 52 + 3 = 55 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до ближайшего значения, которое оканчивается либо на 0, либо на 5. Принимаем $d_{п} = 55$ мм.

3.4. Определяем диаметр участка вала под коническое колесо:

$$d_k = d_{п} + (3 \dots 5) \text{ мм} = 55 + 5 = 60 \text{ мм.}$$

3.5. Определяем диаметр участка вала под буртик колеса:

$$d_{бк} = d_k + (3 \dots 5) \text{ мм} = 60 + 5 = 65 \text{ мм.}$$

4. Предварительно рассчитываем длины участков валов.

4.1. Определяем длину входного участка вала:

$$l_b = (1,0 \dots 1,5)d_b = (1,0 \dots 1,5) \cdot 48 = 48 \dots 72 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_b = 70$ мм.

4.2. Определяем длину участка вала под уплотнение.

По табл. 5.1 для участка вала под уплотнение диаметром 52 мм принимаем $l_y = b_m = 10$ мм.

4.3. Определяем длину участка вала под подшипник:

$$l_{п} = (1,0 \dots 1,2)d_{п} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 55 = 55 \dots 66 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{п} = 60$ мм.

5. Определяем межопорное расстояние:

$$L_{\text{оп}} \approx 2(L_{\text{ст}2} + 2x + \frac{w}{2}).$$

Размер длины ступицы для конической передачи предварительно принимают равным

$$L_{\text{ст}2} = (1,2 \dots 1,5)d_k = (1,2 \dots 1,5) \cdot 60 = 72 \dots 90 \text{ мм.}$$

Принимаем $L_{\text{ст}2} = 85 \text{ мм.}$

Принимаем: зазор между ступицей колеса и внутренней стенкой корпуса редуктора $x = 10 \text{ мм}$ (см. с. 25); ширину корпуса в месте установки подшипников качения $w = 60 \text{ мм}$ (см. табл. 5.2).

$$L_{\text{оп}} = 2 \cdot (85 + 2 \cdot 10 + 60 / 2) = 270 \text{ мм.}$$

Так как коническое колесо расположено на тихоходном валу несимметрично относительно опор, то необходимо определить длины участков вала l_1 и l_2 (см. рис. 11.2) от центра каждого из подшипников до точки приложения нагрузки, действующей от зубчатой конической передачи.

Длина участка вала от точки приложения сил, действующих в зацеплении конической передачи, до ближайшей точки приложения радиальной реакции от подшипника качения

$$l_1 = \frac{L_{\text{ст}2}}{2} + x + \frac{w}{2} = \frac{85}{2} + 10 + \frac{60}{2} = 82,5 \text{ мм.}$$

Длина участка вала от точки приложения радиальной реакции от дальнего подшипника качения до точки приложения сил, действующих в зацеплении конической передачи,

$$l_2 = L_{\text{оп}} - l_1 = 270 - 82,5 = 187,5 \text{ мм.}$$

По табл. 5.2 принимаем расстояние от точки приложения нагрузки, действующей на входном участке вала от полумуфты, до точки приложения радиальной реакции от подшипника качения $f = 100 \text{ мм}$ (см. рис. 11.2).

6. Выписываем значения сил, действующих на вал в зацеплении конической зубчатой передачи: окружная сила $F_{r2} = 4154,4 \text{ Н}$, радиальная сила $F_{r2} = 588,4 \text{ Н}$, осевая сила $F_{x2} = 1393 \text{ Н}$.

В соответствии с ГОСТ 16162-85 консольная нагрузка на тихоходный вал зубчатого редуктора от муфты определяется по формуле

$$F_{m2} = 125\sqrt{T} = 125\sqrt{710} = 3330,7 \text{ Н.}$$

7. Вычерчиваем схему нагружения тихоходного вала конического одноступенчатого редуктора и раскладываем силы, действующие на вал в характерных точках, в двух взаимно перпендикулярных плоскостях – вертикальной (YOZ) и горизонтальной (XOZ) (рис. 11.3).

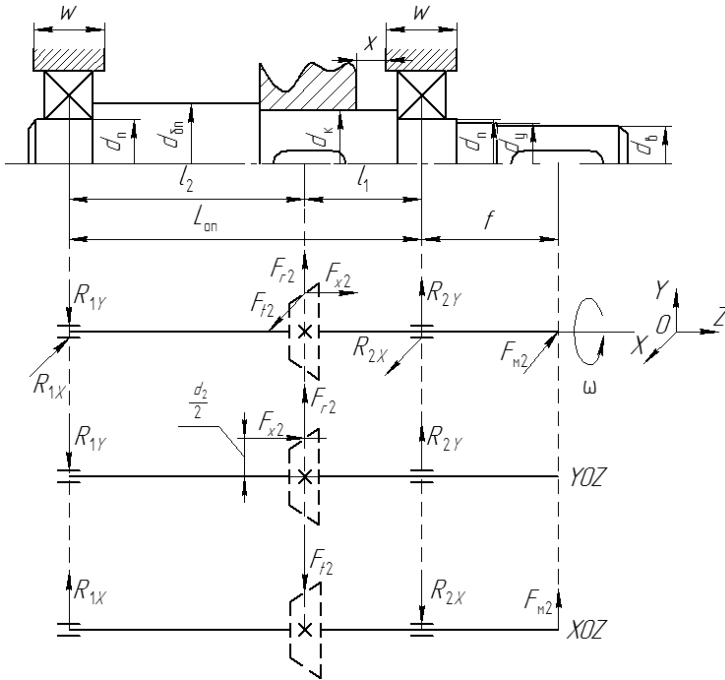


Рис. 11.3. Схема нагружения тихоходного вала конического одноступенчатого редуктора

8. Определяем реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Определяем реакции в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_{F_{1Y}} = 0; F_{r2}l_2 - F_{x2} \frac{d_2}{2} + R_{2Y}L_{on} = 0. \quad (11.1)$$

$$R_{2Y} = \frac{-F_{r2}l_2 + F_{x2} \frac{d_2}{2}}{L_{on}}. \quad (11.2)$$

$$R_{2Y} = \frac{-588,4 \cdot 187,5 + 1393 \cdot \frac{360}{2}}{270} = 520,1 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{F_{2Y}} = 0; -F_{r2}l_1 - F_{x2} \frac{d_2}{2} + R_{1Y}L_{\text{оп}} = 0. \quad (11.3)$$

$$R_{1Y} = \frac{F_{r2}l_1 + F_{x2} \frac{d_2}{2}}{L_{\text{оп}}}. \quad (11.4)$$

$$R_{1Y} = \frac{588,4 \cdot 82,5 + 1393 \cdot \frac{360}{2}}{270} = 1108,5 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_Y = 0; F_{r2} - R_{1Y} + R_{2Y} = 0. \quad (11.5)$$

$$588,4 - 1108,5 + 520,1 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в вертикальной плоскости определены правильно.

Определяем реакции в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_{F_{1X}} = 0; -F_{i2}l_2 - R_{2X}L_{\text{оп}} + F_{m2}(f + L_{\text{оп}}) = 0. \quad (11.6)$$

$$R_{2X} = \frac{-F_{i2}l_2 + F_{m2}(f + L_{\text{оп}})}{L_{\text{оп}}}. \quad (11.7)$$

$$R_{2X} = \frac{-4154,4 \cdot 187,5 + 3330,7 \cdot (100 + 270)}{270} = 1679,3 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{F_{2X}} = 0; F_{i2}l_1 - R_{1X}L_{\text{оп}} + F_{m2}f = 0. \quad (11.8)$$

$$R_{1X} = \frac{F_{i2}l_1 - F_{m2}f}{L_{\text{оп}}}. \quad (11.9)$$

$$R_{1X} = \frac{4154,4 \cdot 82,5 + 3330,7 \cdot 100}{270} = 2503 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_x = 0; -F_{t2} + R_{1x} - R_{2x} + F_{m2} = 0. \quad (11.10)$$

$$-4154,4 + 2503 - 1679,3 + 3330,7 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в горизонтальной плоскости определены правильно.

9. Определяем суммарные радиальные реакции в опорах вала:

$$R_1 = \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1x}^2} = \sqrt{1108,5^2 + 2503^2} = 2737,5 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2y}^2 + R_{2x}^2} = \sqrt{520,1^2 + 1679,3^2} = 1758 \text{ Н}.$$

10. Определяем изгибающие моменты и строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях и эпюру передаваемого крутящего момента (рис. 11.4). Для определения изгибающих моментов разбиваем вал на участки между действующими на него силами:

а) вертикальная плоскость (YOZ).

Рассмотрим участок 1-1: $0 \leq y_1 \leq l_2$.

$$M_{1-1y} = -R_{1y} y_1. \quad (11.11)$$

При $y_1 = 0$

$$M_{1-1y} = -1108,5 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_1 = l_2 = 0,1875 \text{ м}$

$$M_{1-1y} = -1108,5 \cdot 0,1875 = -207,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 2-2: $0 \leq y_2 \leq l_1$.

$$M_{2-2y} = R_{2y} y_2. \quad (11.12)$$

При $y_2 = 0$

$$M_{2-2y} = 520,1 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_2 = l_1 = 0,0825 \text{ м}$

$$M_{2-2y} = 520,1 \cdot 0,0825 = 42,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

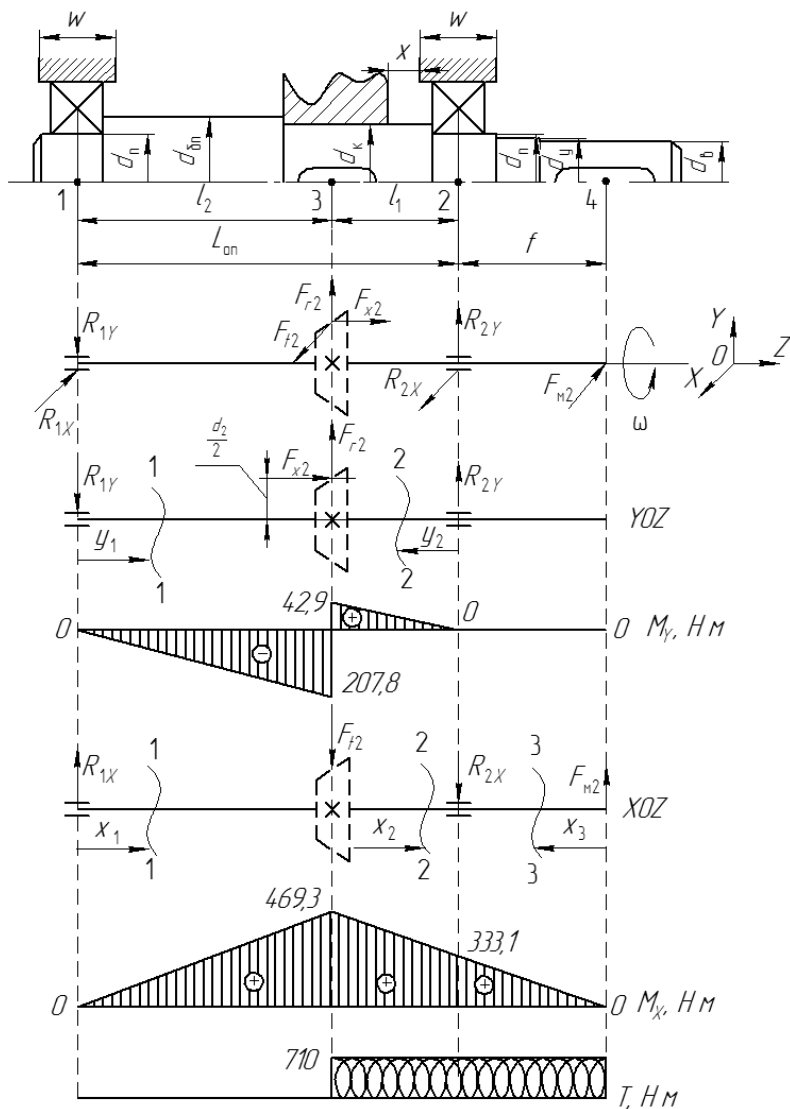


Рис. 11.4. Эскиз тихоходного вала конического одноступенчатого редуктора с эпюрами изгибающих и крутящего моментов, действующих на него

б) горизонтальная плоскость (XOZ).
Рассмотрим участок 1–1: $0 \leq x_1 \leq l_2$.

$$M_{1-1X} = R_{1X} x_1. \quad (11.13)$$

При $x_1 = 0$

$$M_{1-1X} = 2503 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_1 = l_2 = 0,1875 \text{ м}$

$$M_{1-1X} = 2503 \cdot 0,1875 = 469,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq x_2 \leq l_1$.

$$M_{2-2X} = R_{1X}(l_2 + x_2) - F_{t2} x_2. \quad (11.14)$$

При $x_2 = 0$

$$M_{2-2X} = 2503 \cdot (0,1875 + 0) - 4154,4 \cdot 0 = 469,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_2 = l_1 = 0,0825 \text{ м}$

$$M_{2-2X} = 2503 \cdot (0,1875 + 0,0825) - 4154,4 \cdot 0,0825 = 333,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 3–3: $0 \leq x_3 \leq f$.

$$M_{3-3X} = F_m x_3. \quad (11.15)$$

При $x_3 = 0$

$$M_{3-3X} = 3330,7 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_3 = f = 0,1 \text{ м}$

$$M_{3-3X} = 3330,7 \cdot 0,1 = 333,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент T передается от точки приложения сил, действующих в зацеплении конической передачи редуктора, до точки действия нагрузки от полумуфты, находящейся на выходном участке вала.

11. Определяем суммарный изгибающий момент в нагруженных участках вала и опасное сечение вала:

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{M_{2Y}^2 + M_{2X}^2} = \sqrt{207,8^2 + 469,3^2} = 513,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Sigma 3} = \sqrt{M_{3Y}^2 + M_{3X}^2} = \sqrt{0^2 + 333,1^2} = 333,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Опасным сечением считается наиболее нагруженный участок вала. Опасное сечение находится в точке 2, так как значение суммарного изгибающего момента в ней больше.

12. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении:

$$M_{\text{экр}} = \sqrt{M_{\Sigma 2}^2 + T^2} = \sqrt{513,2^2 + 710^2} = 876,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

13. Определяем диаметр вала в опасном сечении:

$$d_{\text{оп}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экр}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]_н}}.$$

Принимаем допускаемое напряжение при изгибе для обеспечения не только прочности, но и достаточной жесткости вала $[\sigma_{-1}]_н = 60 \text{ МПа}$.

Тогда

$$d_{\text{оп}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экр}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]_н}} \geq \sqrt[3]{\frac{876,1 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60}} = 52,7 \text{ мм}.$$

Так как в опасном сечении имеется ослабление вала пазом под шпонку, то полученное значение увеличиваем на 10 %:

$$d_{\text{оп}} = 52,7 \cdot 1,1 = 57,9 \text{ мм}.$$

Поскольку полученное значение $d_{\text{оп}} = 57,9 \text{ мм}$ меньше $d_{\text{к}} = 60 \text{ мм}$, то ранее рассчитанные размеры вала оставляем без изменений.

11.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность

Рассчитываем коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S].$$

Принимаем допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности $[S] = 2,0$ (см. с. 30).

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям определяем по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a}{\beta} \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \Psi_{\sigma} \sigma_m}$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба $\sigma_{-1} = 360$ МПа.

Определяем момент сопротивления при изгибе:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$$

По табл. 5.6 принимаем ширину шпонки $b = 18$ мм и глубину паза вала под шпонку $t_1 = 7$ мм.

Тогда

$$W = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (60-7)^2}{2 \cdot 60} = 18245,6 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma 2}}{W} = \frac{513,2 \cdot 10^3}{18245,6} = 28,1 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, $\beta = 0,95$ (см. с. 31).

По табл. 5.3 методом интерполяции принимаем эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений $k_{\sigma} = 1,79$.

По табл. 5.4 принимаем масштабный фактор нормальных напряжений $\varepsilon_{\sigma} = 0,78$.

Принимаем для стали 45 коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения нормальными напряжениями, $\Psi_{\sigma} = 0,2$.

Определяем среднее напряжение цикла нормальных напряжений:

$$\sigma_m = \frac{4F_{\Sigma 2}}{\pi d_k^2} = \frac{4 \cdot 1393}{3,14 \cdot 60^2} = 0,5 \text{ МПа.}$$

Тогда

$$S_{\sigma} = \frac{360}{\frac{28,1}{0,95} \cdot \frac{1,79}{0,78} + 0,2 \cdot 0,5} = 5,3.$$

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\beta} \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \Psi_{\tau} \tau_m}$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле кручения $\tau_{-1} = 200$ МПа.

Определяем момент сопротивления при кручении:

$$W_{\kappa} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{16} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (60-7)^2}{2 \cdot 60} = 39440,6 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду касательных напряжений и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_{\kappa}} = \frac{710 \cdot 10^3}{2 \cdot 39440,6} = 9,0 \text{ МПа.}$$

По табл. 5.3 методом интерполяции принимаем эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений $k_{\tau} = 1,69$.

По табл. 5.4 принимаем масштабный фактор касательных напряжений $\varepsilon_{\tau} = 0,68$.

Принимаем для стали 45 коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения касательными напряжениями, $\Psi_{\tau} = 0,1$.

Тогда

$$S_{\tau} = \frac{200}{\frac{9,0}{0,95} \cdot \frac{1,69}{0,68} + 0,1 \cdot 9,0} = 8,14.$$

Таким образом,

$$S = \frac{5,3 \cdot 8,14}{\sqrt{5,3^2 + 8,14^2}} = 4,44 > [S] = 2,0.$$

Условие выполнено, прочность вала обеспечивается.

12. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ВАЛА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные: передаваемый крутящий момент промежуточного вала $T = 142,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$, делительный диаметр колеса цилиндрической передачи первой ступени $d_2 = 236 \text{ мм}$, делительный диаметр шестерни цилиндрической передачи второй ступени $d_1 = 132,5 \text{ мм}$, ширина шестерни цилиндрической передачи второй ступени $b_1 = 55 \text{ мм}$. Схема привода представлена на рис. 12.1.

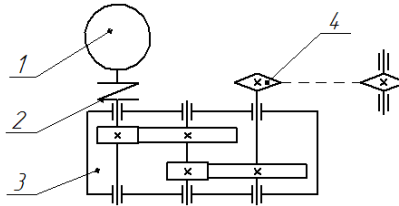


Рис. 12.1. Схема привода: 1 – электродвигатель; 2 – муфта;
3 – двухступенчатый цилиндрический редуктор; 4 – цепная передача

12.1. Проектный расчет вала

1. Принимаем материал вала.

Принимаем по табл. 3.1 материал вала сталь 45 с твердостью не менее 240 НВ, диаметром заготовки $\leq 120 \text{ мм}$ и механическими характеристиками: $\sigma_b = 780 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 360 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$.

2. Выполняем эскиз вала (рис. 12.2).

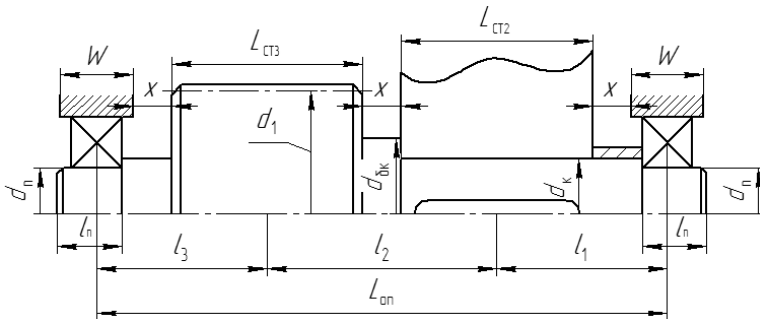


Рис. 12.2. Эскиз промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора

3. Рассчитываем диаметры участков вала.

3.1. Определяем диаметр участка вала под колесом:

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{142,3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 36,2 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду $R_a 40$ (ГОСТ 6636-69) (см. с. 22) округляем расчетное значение до ближайшего большего нормального размера: $d_k = 38 \text{ мм.}$

3.2. Определяем диаметр участка вала под подшипник:

$$d_{п} = d_k - (3 \dots 5) \text{ мм} = 38 - 3 = 35 \text{ мм.}$$

3.3. Определяем диаметр буртика под колесо:

$$d_{бк} = d_k + (3 \dots 5) \text{ мм} = 38 + 4 = 42 \text{ мм.}$$

3.4. Определяем диаметр участка вала под шестерню:

$$d_{ш} = d_k = 38 \text{ мм.}$$

Так как условие не выполняется ($132,5 \text{ мм} > 2 \cdot 38 = 76 \text{ мм}$), то шестерню выполняем отдельно с промежуточным валом, а соединение шестерни с валом осуществляем с помощью шпоночного соединения.

4. Предварительно рассчитываем длины участков валов.

4.1. Определяем длину участка вала под подшипник:

$$l_{п} = (1,0 \dots 1,2)d_{п} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 35 = 35 \dots 42 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{п} = 40 \text{ мм.}$

5. Определяем межопорное расстояние вала:

$$L_{оп} = L_{ст2} + L_{ст3} + 3x + w.$$

Принимаем: зазор между ступицей шестерни и внутренней стенкой корпуса редуктора $x = 10 \text{ мм}$ (см. с. 25); ширину корпуса в месте установки подшипников качения $w = 60 \text{ мм}$ (см. табл. 5.2).

Длину ступицы колеса первой ступени определяем по следующей формуле:

$$L_{ст2} = (1,0 \dots 1,5)d_k = (1,0 \dots 1,5) \cdot 38 = 38 \dots 57 \text{ мм.}$$

Принимаем $L_{ст2} = 45 \text{ мм.}$

Тогда длина ступицы колеса будет равна

$$L_{\text{ст}2} = 1,2 \cdot 37,5 = 45 \text{ мм.}$$

Длину ступицы шестерни второй ступени определяем по следующей формуле:

$$L_{\text{ст}3} = b_1 = 55 \text{ мм.}$$

Тогда межопорное расстояние для вала будет равно

$$L_{\text{оп}} = 45 + 55 + 3 \cdot 10 + 60 = 190 \text{ мм.}$$

Определяем длину участка вала от точки приложения радиальной реакции от подшипника качения до точки приложения сил, действующих в зацеплении цилиндрической передачи второй ступени:

$$l_1 = L_{\text{ст}2} / 2 + x + w / 2 = 45 / 2 + 10 + 60 / 2 = 62,5 \text{ мм.}$$

Определяем длину участка вала от точки приложения радиальной реакции от подшипника качения до точки приложения сил, действующих в зацеплении цилиндрической передачи первой ступени:

$$l_3 = L_{\text{ст}3} / 2 + x + w / 2 = 55 / 2 + 10 + 60 / 2 = 67,5 \text{ мм.}$$

Определяем длину участка вала от точки приложения сил, действующих в зацеплении цилиндрической передачи первой ступени, до точки приложения сил, действующих в зацеплении цилиндрической передачи второй ступени:

$$l_2 = L_{\text{оп}} - l_1 - l_3 = 190 - 67,5 - 62,5 = 60 \text{ мм.}$$

6. Выписываем (из раздела «Расчет передач») значения сил, действующих на вал: от зацепления в цилиндрической передаче второй ступени (окружная сила в зацеплении $F_{r2} = 1205,9 \text{ Н}$, радиальная сила в зацеплении $F_{t2} = 438,9 \text{ Н}$); от зацепления в цилиндрической передаче первой ступени (окружная сила в зацеплении $F_{r1} = 2147,9 \text{ Н}$, радиальная сила в зацеплении $F_{t1} = 781,8 \text{ Н}$).

7. Вычерчиваем схему нагружения промежуточного вала двухступенчатого цилиндрического редуктора и раскладываем силы, действующие на вал в характерных точках, в двух взаимно перпендикулярных плоскостях – вертикальной (YOZ) и горизонтальной (XOZ) (рис. 12.3).

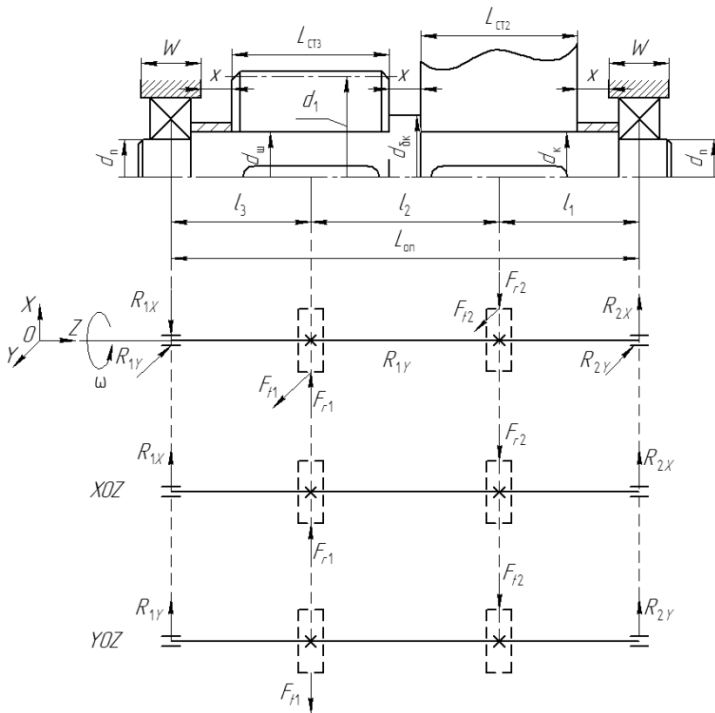


Рис. 12.3. Схема нагружения промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора

8. Определяем реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Определяем реакции в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_{F_{1X}} = 0; F_{r1}l_3 - F_{r2}(l_2 + l_3) + R_{2X}L_{on} = 0. \quad (12.1)$$

$$R_{2X} = \frac{F_{r2}(l_2 + l_3) - F_{r1}l_3}{L_{on}}. \quad (12.2)$$

$$R_{2X} = \frac{438,9 \cdot (67,5 + 60) - 781,8 \cdot 67,5}{190} = 16,8 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{F_{2X}} = 0; F_{r2}l_1 - F_{r1}(l_1 + l_2) - R_{1X}L_{on} = 0. \quad (12.3)$$

$$R_{1X} = \frac{F_{r2}l_1 - F_{r1}(l_1 + l_2)}{L_{оп}}. \quad (12.4)$$

$$R_{1X} = \frac{438,9 \cdot 62,5 - 781,8 \cdot (60 + 62,5)}{190} = -359,7 \text{ Н.}$$

Знак «-» означает, что необходимо изменить направление действия реакции R_{1X} на противоположное.

Проверка:

$$\sum F_X = 0; -R_{1X} + F_{r1} - F_{r2} + R_{2X} = 0. \quad (12.5)$$

$$-359,7 + 781,8 - 438,9 + 16,8 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в горизонтальной плоскости определены правильно.

Определяем реакции в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_{F_{1Y}} = 0; -F_{t1}l_3 - F_{t2}(l_2 + l_3) + R_{2Y}L_{оп} = 0. \quad (12.6)$$

$$R_{2Y} = \frac{F_{t1}l_3 + F_{t2}(l_2 + l_3)}{L_{оп}}. \quad (12.7)$$

$$R_{2Y} = \frac{2147,9 \cdot 67,5 + 1205,9 \cdot (67,5 + 60)}{190} = 1572,3 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{F_{2Y}} = 0; F_{t2}l_1 + F_{t1}(l_1 + l_2) - R_{1Y}L_{оп} = 0. \quad (12.8)$$

$$R_{1Y} = \frac{F_{t2}l_1 + F_{t1}(l_1 + l_2)}{L_{оп}}. \quad (12.9)$$

$$R_{1Y} = \frac{1205,9 \cdot 62,5 + 2147,9 \cdot (60 + 62,5)}{190} = 1781,5 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_Y = 0; R_{1Y} - F_{t1} - F_{t2} + R_{2Y} = 0. \quad (12.10)$$

$$1781,51 - 2147,9 - 1205,9 + 1572,29 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции в вертикальной плоскости определены правильно.

9. Определяем суммарные радиальные реакции в опорах вала:

$$R_1 = \sqrt{R_{1X}^2 + R_{1Y}^2} = \sqrt{359,7^2 + 1781,5^2} = 1817,5 \text{ Н;}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2X}^2 + R_{2Y}^2} = \sqrt{16,8^2 + 1572,3^2} = 1572,4 \text{ Н.}$$

10. Определяем изгибающие моменты и строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях и эпюру передаваемого крутящего момента (рис. 12.4). Для определения изгибающих моментов разбиваем вал на участки между действующими на него силами:

а) горизонтальная плоскость (XOZ).

Рассмотрим участок 1–1: $0 \leq x_1 \leq l_3$.

$$M_{1-1X} = -R_{1X} x_1. \quad (12.11)$$

При $x_1 = 0$

$$M_{1-1X} = -359,7 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

При $x_1 = l_3 = 0,0675 \text{ м}$

$$M_{1-1X} = -359,7 \cdot 0,0675 = -24,28 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq x_2 \leq l_2$.

$$M_{2-2X} = -R_{1X}(l_1 + x_2) + F_{r1} x_2. \quad (12.12)$$

При $x_2 = 0$

$$M_{2-2X} = -359,7 \cdot (0,0675 + 0) + 781,8 \cdot 0 = -24,28 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

При $x_2 = l_2 = 0,06 \text{ м}$

$$M_{2-2X} = -359,7 \cdot (0,0675 + 0,06) + 781,8 \cdot 0,06 = 1,05 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Рассмотрим участок 3–3: $0 \leq x_3 \leq l_1$.

$$M_{3-3X} = R_{2X} x_3. \quad (12.13)$$

При $x_3 = 0$

$$M_{3-3X} = 16,8 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

При $x_3 = l_1 = 0,0625 \text{ м}$

$$M_{3-3X} = 16,8 \cdot 0,0625 = 1,05 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

б) вертикальная плоскость (YOZ).

Рассмотрим участок 1–1: $0 \leq y_1 \leq l_3$.

$$M_{1-1Y} = R_{1Y} y_1. \quad (12.14)$$

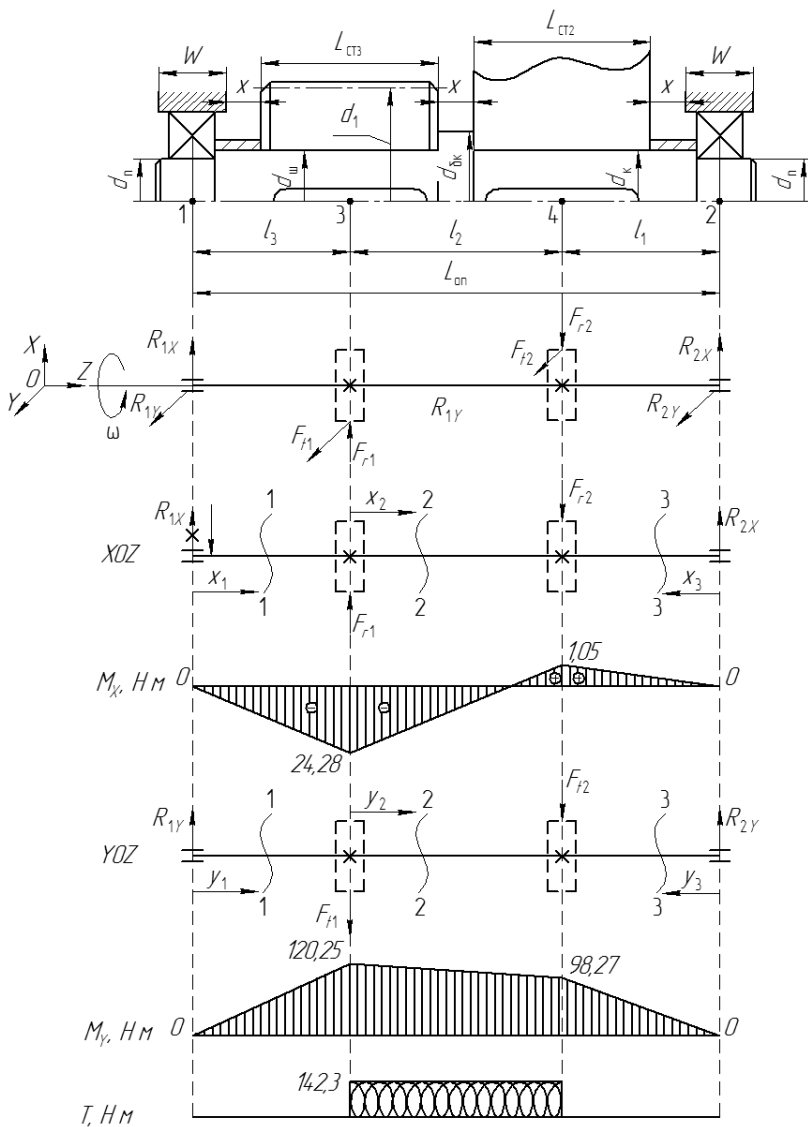


Рис. 12.4. Эскиз промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора с эпюрами изгибающих и крутящего моментов, действующих на него

При $y_1 = 0$

$$M_{1-1Y} = 781,5 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_1 = l_3 = 0,0675 \text{ м}$

$$M_{1-1Y} = 781,5 \cdot 0,0675 = 120,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq y_2 \leq l_2$.

$$M_{2-2Y} = R_{1Y}(l_3 + y_2) - F_{11}y_2. \quad (12.15)$$

При $y_2 = 0$

$$M_{2-2Y} = 1781,51 \cdot (0,0675 + 0) - 2147,9 \cdot 0 = 120,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_2 = l_2 = 0,06 \text{ м}$

$$M_{2-2Y} = 1781,51 \cdot (0,0675 + 0,06) - 2147,9 \cdot 0,06 = 98,27 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 3–3: $0 \leq y_3 \leq l_1$

$$M_{3-3Y} = R_{2Y}y_3. \quad (12.16)$$

При $y_3 = 0$

$$M_{3-3Y} = 1572,3 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $y_3 = l_1 = 0,0625 \text{ м}$

$$M_{3-3Y} = 1572,3 \cdot 0,0625 = 98,27 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент T передается от точки приложения сил, действующих в зацеплении цилиндрической передачи первой ступени, до точки приложения сил, действующих в зацеплении цилиндрической передачи второй ступени.

11. Определяем суммарный изгибающий момент в опасном сечении вала:

$$M_{\Sigma 3} = \sqrt{M_{3X}^2 + M_{3Y}^2} = \sqrt{24,28^2 + 120,25^2} = 122,68 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Sigma 4} = \sqrt{M_{4X}^2 + M_{4Y}^2} = \sqrt{1,05^2 + 98,27^2} = 98,28 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В данном случае опасное сечение находится в точке 3, так как значение суммарного изгибающего момента в ней больше.

12. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\Sigma 3}^2 + T^2} = \sqrt{122,68^2 + 142,3^2} = 187,88 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

13. Определяем диаметр вала в опасном сечении:

$$d_{\text{оп}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]_{\text{н}}}} \geq \sqrt[3]{\frac{187,88 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 32,5 \text{ мм}.$$

Так как в опасном сечении имеется ослабление вала пазом под шпонку, то полученное значение увеличиваем на 10 %:

$$d_{\text{оп}} = 32,5 \cdot 1,1 = 35,8 \text{ мм}.$$

Поскольку полученное значение $d_{\text{оп}} = 35,8$ мм меньше $d_{\text{ш}} = 38$ мм, то ранее рассчитанные размеры вала оставляем без изменений.

12.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность

Рассчитываем коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S].$$

Принимаем допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности $[S] = 2,0$ (см. с. 30).

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям определяем по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a}{\beta} \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \Psi_{\sigma} \sigma_m}.$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба $\sigma_{-1} = 360$ МПа.

Определяем момент сопротивления при изгибе:

$$W = \frac{\pi d_{\text{ш}}^3}{32} - \frac{b t_1 (d_{\text{ш}} - t_1)^2}{2 d_{\text{ш}}}.$$

По табл. 5.6 в зависимости от $d_{\text{ш}}$ принимаем ширину шпонки $b = 10$ мм и глубину паза вала под шпонку $t_1 = 5$ мм.

Тогда

$$W = \frac{3,14 \cdot 38^3}{32} - \frac{10 \cdot 5 \cdot (38-5)^2}{2 \cdot 38} = 4667,87 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma 3}}{W} = \frac{187,88 \cdot 10^3}{4667,87} = 40,25 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, $\beta = 0,95$ (см. с. 31).

По табл. 5.3 методом интерполяции принимаем эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений $k_\sigma = 1,79$.

По табл. 5.4 методом интерполяции принимаем масштабный фактор нормальных напряжений $\varepsilon_\sigma = 0,86$.

Принимаем для стали 45 коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения нормальными напряжениями, $\Psi_\sigma = 0,2$.

Так как в опасном сечении отсутствует осевая сила F_x , то среднее напряжение цикла нормальных напряжений $\sigma_m = 0$.

Тогда

$$S_\sigma = \frac{360}{\frac{40,25}{0,95} \cdot \frac{1,79}{0,86} + 0,2 \cdot 0} = 4,1.$$

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\beta} \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \Psi_\tau \tau_m}.$$

Принимаем по табл. 3.1 предел выносливости стали при симметричном цикле кручения $\tau_{-1} = 200$ МПа.

Определяем момент сопротивления при кручении:

$$W_k = \frac{\pi d_m^3}{16} - \frac{bt(d-t_1)^2}{2d_m} = \frac{3,14 \cdot 38^3}{16} - \frac{10 \cdot 5 \cdot (38-5)^2}{2 \cdot 38} = 10052,18 \text{ мм}^3.$$

Определяем амплитуду касательных напряжений и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_k} = \frac{142,3 \cdot 10^3}{2 \cdot 10052,18} = 7,08 \text{ МПа.}$$

По табл. 5.3 методом интерполяции принимаем эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений $k_\tau = 1,68$.

По табл. 5.4 методом интерполяции принимаем масштабный фактор касательных напряжений $\varepsilon_\tau = 0,74$.

Принимаем для стали 45 коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения касательными напряжениями, $\Psi_\tau = 0,1$ (см. с. 34).

Тогда

$$S_\tau = \frac{200}{\frac{7,08}{0,95} \cdot \frac{1,68}{0,74} + 0,1 \cdot 7,08} = 11,3.$$

Таким образом,

$$S = \frac{4,1 \cdot 11,3}{\sqrt{4,1^2 + 11,3^2}} = 3,9 > [S] = 2,0.$$

Условие выполнено, прочность вала обеспечивается.

Так как расчетное значение коэффициента запаса прочности $S = 3,9$ больше допустимого значения $[S] = 2,0$, то проводить расчет вала на жесткость не требуется.

Таким образом, при соблюдении условий прочности и жесткости ранее определенные конструктивные размеры (диаметры и длины участков промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора) можно сохранить.

Выполненный расчет показывает, что спроектированная конструкция вала способна выдерживать заданные нагрузки и обеспечит предупреждение пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок (например, пусковых и т. п.).

Геометрические размеры, полученные в ходе проектирования промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора, позволяют выполнить его рабочий чертеж.

Окончательные размеры сконструированного вала следует принять с учетом расчета подшипниковых узлов на долговечность.

13. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ОСЕЙ

Оси работают как поддерживающие детали и поэтому нагружены только изгибающими нагрузками. Действие растягивающих и сжимающих сил не учитывается.

Проектировочный расчет осей на прочность выполняют аналогично расчету балок с шарнирными опорами обычными методами сопротивления материалов, задаваясь при этом длинами участков осей в зависимости от эскизного проекта конструкции узла.

При выполнении проектировочного расчета на прочность оси допускаемые напряжения изгиба для вращающихся осей принимают как для симметричного цикла напряжений, а для неподвижных осей – как при статическом погружении или при изменении напряжений по отнулевому циклу.

При прочих равных условиях (одинаковый материал, нагрузки, технология изготовления и т. д.) допускаемые напряжения изгиба для невращающихся осей в 1,5...1,6 раза выше, чем для вращающихся, поэтому выгоднее применять неподвижные оси. В отдельных случаях вращающиеся оси по конструктивным признакам и экономическим условиям применять выгоднее, несмотря на большую затрату материала. Например, для некоторых типов железнодорожных вагонов целесообразнее применять оси, вращающиеся в подшипниках скольжения (буксах) или подшипниках качения.

13.1. Проектный расчет осей

1. Принимаем материал оси и выписываем его механические характеристики (см. табл. 3.1). Оси изготавливаются из сталей Ст5, Ст6, сталь 40, сталь 45 и др.

2. По конструкции узла составляем расчетную схему.

3. Определяем реакции в опорах. Для этого составляем два уравнения равновесия плоской системы сил. Направление действия сил по отношению к опоре по часовой стрелке следует считать отрицательным, против часовой стрелки – положительным. После определения реакций производим проверку, составив сумму проекций всех действующих сил в рассматриваемых плоскостях.

4. Определяем изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов. При построении эпюры изгибающих моментов соблюдаются допущения, представленные в разделе 5.

5. Определяем диаметр оси:

$$d_o \geq \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,1[\sigma]_н}}, \quad (13.1)$$

где M – максимальный изгибающий момент, Н · м;

$[\sigma]_н$ – допускаемое напряжение изгиба для материала оси, МПа.

5.1. Если ось не вращается, то

$$[\sigma]_н = [\sigma_0]_н, \quad (13.2)$$

где $[\sigma_0]_н$ допускаемое напряжение изгиба по отнулевому циклу, МПа.

5.2. Если ось вращается, то

$$[\sigma]_н = [\sigma_{-1}]_н = (0,5 \dots 0,6)[\sigma_0]_н. \quad (13.3)$$

Расчетное значение диаметра оси округляем до ближайшего большего стандартного значения по ГОСТ 6636-69 (см. с. 22).

Если ось в расчетном сечении имеет шпоночную канавку, то полученный диаметр увеличиваем на 10 % и округляем до ближайшего большего стандартного значения по ГОСТ 6636-69 (см. с. 22).

13.2. Проверочный расчет осей на статическую прочность

Проверочный расчет осей на выносливость, статическую прочность при кратковременных пиковых нагрузках и изгибную жесткость ведут аналогично расчету валов при $T = 0$.

Расчетное напряжение изгиба в опасном сечении оси определяется по формуле

$$\sigma_n = \frac{M \cdot 10^3}{W} \leq [\sigma], \quad (13.4)$$

где W – момент сопротивления при изгибе, мм³. Определяется по формуле (5.35).

Литература: [2, 3, 5, 8].

14. ПРИМЕР РАСЧЕТА НЕПОДВИЖНОЙ ОСИ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ

Исходные данные: грузоподъемная сила крюковой подвески $F = 16000$ Н, межопорное расстояние $L_{\text{оп}} = 190$ мм. Конструкция крюковой подвески представлена на рис. 14.1.

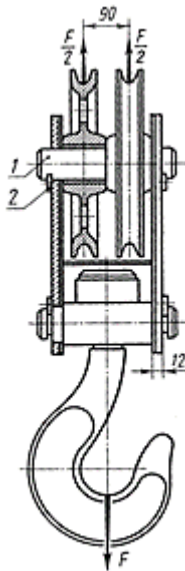


Рис. 14.1. Схема крюковой подвески:
1 – неподвижная ось; 2 – стопор оси

14.1. Проектный расчет оси

1. Принимаем материал оси.

Принимаем по табл. 3.1 материал оси Ст5 с твердостью не менее 240 НВ, диаметром заготовки ≤ 120 мм и механическими характеристиками: $\sigma_b = 780$ МПа, $\sigma_T = 540$ МПа, $\sigma_{-1} = 360$ МПа, $\tau_{-1} = 200$ МПа, $[\sigma_0]_и = 130$ МПа.

2. Выполняем расчетную схему оси (рис. 14.2). Принимаем гладкую ось сплошного сечения и рассматриваем ее как балку с шарнирными опорами, нагруженную сосредоточенными силами.

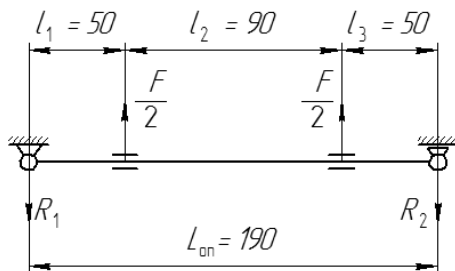


Рис. 14.2. Расчетная схема оси крюковой подвески

3. Определяем реакции в опорах:

$$\sum M_{R_1} = 0; \frac{F}{2}l_1 + \frac{F}{2}(l_1 + l_2) - R_2L_{\text{он}} = 0. \quad (14.1)$$

$$R_2 = \frac{\frac{F}{2}l_1 + \frac{F}{2}(l_1 + l_2)}{L_{\text{он}}}. \quad (14.2)$$

$$R_2 = \frac{\frac{16000}{2} \cdot 50 + \frac{16000}{2} \cdot (50 + 90)}{190} = 8000 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{R_2} = 0; -\frac{F}{2}l_3 - \frac{F}{2}(l_2 + l_3) + R_1L_{\text{он}} = 0. \quad (14.3)$$

$$R_1 = \frac{\frac{F}{2}l_3 + \frac{F}{2}(l_2 + l_3)}{L_{\text{он}}}. \quad (14.4)$$

$$R_1 = \frac{\frac{16000}{2} \cdot 50 + \frac{16000}{2} \cdot (50 + 90)}{190} = 8000 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F = 0; -R_1 + \frac{F}{2} + \frac{F}{2} - R_2 = 0. \quad (14.5)$$

$$-8000 + \frac{16000}{2} + \frac{16000}{2} - 8000 = 0.$$

Условие соблюдается, следовательно, реакции определены правильно.

4. Определяем изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов (рис. 14.3). Для определения изгибающих моментов разбиваем ось на участки между действующими на нее силами.

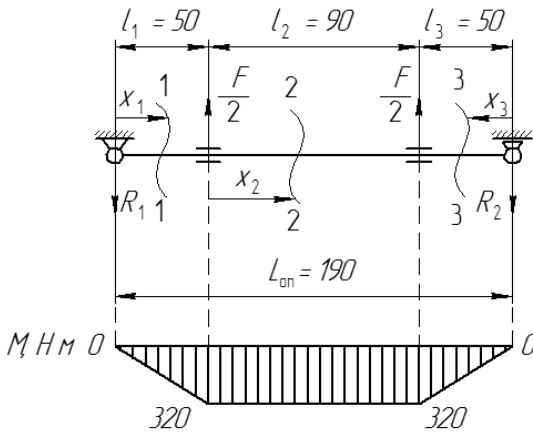


Рис. 14.3. Расчетная схема оси крюковой подвески с эпюрой изгибающих моментов, действующих на нее

Рассмотрим участок 1–1: $0 \leq x_1 \leq l_1$.

$$M_{1-1} = -R_1 x_1. \quad (14.6)$$

При $x_1 = 0$

$$M_{1-1} = -8000 \cdot 0 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При $x_1 = l_1 = 0,04 \text{ м}$

$$M_{1-x} = -8000 \cdot 0,04 = -320 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Рассмотрим участок 2–2: $0 \leq x_2 \leq l_2$.

$$M_{2-2} = -R_1(l_1 + x_2) + \frac{F}{2}x_2. \quad (14.7)$$

При $x_2 = 0$

$$M_{2-2} = -8000 \cdot (0,04 + 0) + \frac{16000}{2} \cdot 0 = -320 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_2 = l_2 = 0,09 \text{ м}$

$$M_{2-2x} = -8000 \cdot (0,04 + 0,09) + \frac{16000}{2} \cdot 0,09 = -320 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим участок 3-3: $0 \leq x_3 \leq l_3$.

$$M_{3-3} = -R_2x_3. \quad (14.8)$$

При $x_3 = 0$

$$M_{3-3} = -8000 \cdot 0 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При $x_3 = l_3 = 0,04 \text{ м}$

$$M_{3-3} = -8000 \cdot 0,04 = -320 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальное значение изгибающего момента $M = 320 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

5. Определяем диаметр оси:

$$d_o \geq \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,1[\sigma]_и}}.$$

Для невращающейся оси, изготовленной из Ст5, допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_и = [\sigma_0]_и = 130 \text{ МПа}$.

Тогда

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{320 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 130}} = 29,1 \text{ мм}.$$

Округляем расчетное значение до значения из стандартного ряда (ГОСТ 6636-69) (см. с. 22): $d_o = 30 \text{ мм}$.

14.2. Проверочный расчет оси на статическую прочность

Расчетное напряжение изгиба в опасном сечении оси определяем по формуле

$$\sigma_{и} = \frac{M \cdot 10^3}{W} \leq [\sigma]_{и}.$$

Момент сопротивления при изгибе

$$W = \frac{3,14 \cdot 30^3}{32} = 2649,38 \text{ мм}^3.$$

Тогда

$$\sigma_{и} = \frac{320 \cdot 10^3}{2649,38} = 120,78 \text{ МПа} < [\sigma]_{и} = 130 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено, прочность оси обеспечивается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Детали машин и подъемно-транспортные механизмы. Детали машин и основы конструирования. Расчет и конструирование элементов механических приводов машин : метод. указания к выполнению курсового проекта / В. М. Горелько [и др.]. – Горки : БГСХА, 2021. – 104 с.
2. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Теория и расчет : учеб.-метод. пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович. – Минск : БГАТУ, 2014. – 372 с.
3. Гузенков, П. Г. Детали машин / П. Г. Гузенков. – Москва : Высш. шк., 1986. – 360 с.
4. Лустенков, М. Е. Детали машин : учеб. пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2018. – 240 с.
5. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Минск : УП «Технопринт», 2002. – 296 с.
6. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1987. – 416 с.
7. Детали машин и основы конструирования. Расчеты механических передач : учеб.-метод. пособие / А. Л. Борисов [и др.]. – Горки : БГСХА, 2021. – 273 с.
8. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для машиностроит. спец. вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – Москва : Высш. шк., 2007. – 408 с.
9. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – Москва : Машиностроение, 1989. – 496 с.
10. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры : ГОСТ 6636-69. – Введ. 01.01.1970. – Москва : Изд-во стандартов, 1969. – 4 с.
11. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры : ГОСТ 24705-2004. – Введ. 01.07.2005. – Москва : Изд-во стандартов, 2005. – 16 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. КЛАССИФИКАЦИЯ ВАЛОВ И ОСЕЙ	4
2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ	9
3. МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ	14
4. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛОВ И ОСЕЙ	17
5. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ВАЛОВ	19
5.1. Проектный расчет валов	19
5.2. Проверочный расчет валов на усталостную прочность	30
5.3. Расчет валов на жесткость	35
6. ПРИМЕР РАСЧЕТА БЫСТРОХОДНОГО ВАЛА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО КОСОЗУБОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА	37
6.1. Проектный расчет вала	37
6.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность	45
7. ПРИМЕР РАСЧЕТА БЫСТРОХОДНОГО ВАЛА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПРЯМОЗУБОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА	48
7.1. Проектный расчет вала	48
7.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность	57
8. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВАЛА-ЧЕРВЯКА ЧЕРВЯЧНОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА	60
8.1. Проектный расчет вала	60
8.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность	68
8.3. Расчет вала на жесткость	70
9. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТИХОХОДНОГО ВАЛА ЧЕРВЯЧНОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА	71
9.1. Проектный расчет вала	71
9.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность	79
10. ПРИМЕР РАСЧЕТА БЫСТРОХОДНОГО ВАЛА КОНИЧЕСКОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА	82
10.1. Проектный расчет вала	82
10.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность	90
11. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТИХОХОДНОГО ВАЛА КОНИЧЕСКОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА	93
11.1. Проектный расчет вала	93
11.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность	101
12. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ВАЛА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА	104
12.1. Проектный расчет вала	104
12.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность	112
13. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ОСЕЙ	115
13.1. Проектный расчет осей	115
13.2. Проверочный расчет осей на статическую прочность	116
14. ПРИМЕР РАСЧЕТА НЕПОДВИЖНОЙ ОСИ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ	117
14.1. Проектный расчет оси	117
14.2. Проверочный расчет оси на статическую прочность	121
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	122

Учебное издание

Сентюров Николай Сергеевич
Борисов Андрей Леонидович
Пашкевич Александр Викторович и др.

ДЕТАЛИ МАШИН
И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

РАСЧЕТЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Учебно-методическое пособие

Редактор *Н. Н. Пьянусова*
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*
Корректор *Е. В. Ширалиева*

Подписано в печать 27.11.2023. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 7,21. Уч.-изд. л. 5,18.
Тираж 50 экз. Заказ .

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Свидетельство о ГРИИРПИ № 1/52 от 09.10.2013.
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки.