

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)»

ПРИВОДЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Методические указания к курсовому проекту

Самара 2014

Составители: *Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков*

УДК 621.81 (075)

Приводы общего назначения: метод. указания к курс. проекту / сост. *Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков*. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2014. – 28 с.

Методические указания содержат требования к порядку выполнения и оформлению курсовых проектов приводов общего назначения, включающих зубчатые, червячные и ремённые передачи.

Рекомендованы студентам инженерно-технических специальностей. Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва.

Рецензент М.В. Хардин

СОДЕРЖАНИЕ

1 Общие сведения о приводах общего назначения	4
2 Объем и содержание курсового проекта	4
3 Методика и порядок разработки курсового проекта	5
3.1 Тематика технического задания	5
3.2 Этапы проектирования	5
3.2.1 Разработка технического предложения	5
3.2.2 Разработка эскизного проекта	6
3.2.3 Разработка технического проекта редуктора	7
3.2.4 Разработка рабочих чертежей отдельных деталей редуктора	8
3.2.5 Разработка общего вида привода на раме с электродвигателем	9
3.2.6 Оформление расчётно-пояснительной записки	9
4 Защита проекта	10
Приложения	11
Приложение А. Некоторые принципы и правила конструирования механических приводов	11
Приложение Б. Вопросы для самопроверки	12
Приложение В. Кинематический и энергетический расчёты привода	14
Приложение Г. Построение компоновочного чертежа редуктора	20
Список использованных источников	26

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРИВОДАХ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Привод, включающий электродвигатель одну или несколько механических передач, является одной из основных частей любой машины. От правильного выбора привода в значительной степени зависит компоновка, габариты и эксплуатационные характеристики машины.

Основным узлом привода является зубчатый редуктор – механизм, служащий для понижения угловых скоростей вращения и увеличения крутящих моментов. Кроме зубчатых передач в редукторе могут быть использованы также червячные передачи.

Промышленность выпускает серийно различные типы редукторов общего назначения, которые подбираются по своим характеристикам при проектировании привода. Однако в курсовом проектировании по деталям машин разрабатываются редукторы нестандартных конструкций.

Кроме редуктора привод может включать также ремённую передачу. В качестве ремённых передач используются преимущественно передачи клиновыми ремнями по ГОСТ 1284-89.

В качестве электродвигателей в приводах используются преимущественно асинхронные короткозамкнутые трёхфазные двигатели серии 4А общепромышленного применения по ГОСТ 19523-81.

2 ОБЪЁМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Задачей проектирования является разработка документации, необходимой для изготовления, монтажа, испытаний и эксплуатации машины или механизма.

Учебный проект по деталям машин содержит следующие конструкторские документы: техническое задание; чертежи общего вида редуктора – 1 или 2 листа формата А1; рабочие чертежи деталей редуктора – 3-х или 4-х типовых деталей; чертёж общего вида привода, содержащего редуктор и электродвигатель, установленные на общей раме на листе формата А1; расчётно-пояснительную записку в объёме 40 – 50 страниц текста, содержащую расчёты и обоснования выбранной конструкции.

Правила оформления конструкторской документации определены государственным стандартом (ГОСТ) единой системы конструкторской документации (ЕСКД). ГОСТы обязательны для промышленной конструкторской документации. В учебном процессе эти правила применяют в сокращённом виде, отражённом в стандартах вуза [1, 2]

Курсовое проектирование является самостоятельной работой студента под контролем преподавателя-консультанта. При выполнении проекта студенту необходимо проявить максимум творческой инициативы в выборе вариантов конструкции, материалов и форм деталей.

При выполнении расчётов и оформлении чертежа рекомендуется применение компьютерной техники. Трудоёмкость выполнения проекта составляет в среднем 80 часов.

3 МЕТОДИКА И ПОРЯДОК РАЗРАБОТКИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

3.1 Тематика технического задания

В качестве задания на проектирование студентам предлагаются разные приводы общего назначения, включающие зубчатые цилиндрические и конические передачи, червячные передачи и в отдельных случаях ремённые передачи. В некоторых заданиях предлагается спроектировать коробку скоростей, обеспечивающую изменение частоты вращения выходного вала или направление вращения.

При выполнении этого задания студент осваивает основы проектирования наибольшего числа деталей машин общего назначения (передач, соединений, валов, подшипников и пр.), теорию и методы расчёта которых он изучает в теоретической части курса.

Технические задания содержат кинематическую схему привода и исходные данные (нагрузки, скорости вращения, срок службы, режим изменения нагрузки, условия эксплуатации и пр.), приведённые в альбоме заданий [3]. В заданиях на проектирование предлагаются только приводы, включающие двухступенчатые редукторы.

После получения задания студент знакомится с типовыми конструкциями по учебникам и справочникам, а также витринам и экспонатам, представленным в кабинетах курсового проектирования кафедры.

3.2 Этапы проектирования

В соответствии со стандартами ЕСКД этапами выполнения проекта по деталям машин являются:

- 1 Разработка технического предложения;
- 2 Разработка эскизного проекта;
- 3 Разработка технического проекта редуктора;
- 4 Разработка рабочих чертежей отдельных деталей редуктора;
- 5 Разработка общего вида привода на раме с электродвигателем;
- 6 Оформление расчётно-пояснительной записки.

3.2.1 Разработка технического предложения

Техническое предложение студент разрабатывает на основе технического задания. Назначением технического предложения является определение основных размеров и относительного расположения узлов и деталей редуктора. Оно должно содержать основные расчёты привода и компоновочный чертёж редуктора.

Основные расчёты привода включают:

- а) выбор электродвигателя;
- б) кинематический и энергетический расчёты привода;
- в) проектировочный и проверочный расчёты зубчатых, червячных и ремённых передач;
- г) ориентировочный (проектировочный) расчёт валов и осей;
- д) подбор типов подшипников и их размеров по каталогу.

Для выполнения основных расчётов рекомендуется пользоваться следующими пособиями:

- по выбору электродвигателя, кинематическому и энергетическому расчётам [4, 5] При этом средние значения передаточных отношений и КПД различных типов передач можно принимать по рекомендациям, приведённым в приложении В настоящих методических указаний;
- по расчёту цилиндрических и конических зубчатых передач [6, 7];
- по расчёту червячных передач [8];
- по расчёту ремённых передач [9];
- по расчёту валов и подбору подшипников [10, 11], а также [4, 5].

Подбор подшипников выполняется по каталогу в зависимости от диаметра вала и характера воспринимаемых нагрузок, ориентируясь при этом на существующие конструкции подшипниковых узлов редукторов. Предпочтительно выбирать подшипники лёгкой и средней серий.

По результатам расчёта выполняется компоновочный чертёж редуктора. Компоновочный чертёж выполняется, как правило, в одной проекции в масштабе 1:1.

При выполнении компоновочного чертежа студенту необходимо использовать чертежи существующих конструкций, а также нормы взаимного расположения деталей и узлов редукторов, приведённые в [4, 5, 12], а также в приложении Г настоящих методических указаний.

3.2.2 Разработка эскизного проекта

Эскизный проект разрабатывается на основе технического предложения после согласования его с консультантом. Этот проект содержит общие виды редуктора в 2-х – 3-х проекциях с разрезами и сечениями, необходимыми для полного представления о конструкции, взаимодействия составных частей и принципа их работы. Фактически эскизный проект представляет собой черновой чертёж редуктора (т. е. технического проекта).

На стадии эскизного проекта производятся дальнейшие расчёты элементов редуктора параллельно с разработкой их конструкции.

Порядок разработки эскизного проекта:

- 1 Определение усилий в зацеплениях зубчатых, червячных и ремённых передач [4, 5, 13].
- 2 Определение реакций в опорах и построение эпюр изгибающих и крутящих моментов [5, 10].
- 3 Уточненный расчёт подшипников на долговечность [10, 11].
- 4 Уточненный расчёт осей и валов на статическую и усталостную прочности [8, 10, 11].
- 5 Расчёт шлицевых и шпоночных соединений [8].
- 6 Расчёт резьбовых соединений [8].
- 7 Выбор уплотнений подшипниковых узлов [4, 12].
- 8 Расчёт потребного количества смазки, выбор её сорта и способов подвода к зацеплениям и подшипникам [4, 8, 12, 14].

На чертеже эскизного проекта подробно прорабатывают конструкцию всех элементов (валов, зубчатых колёс, подшипниковых гнёзд, соединений, корпуса, стандартных деталей и узлов), руководствуясь основными принципами и правилами конструирования, приведёнными в [12, 15], а также в приложении А настоящих методических указаний.

Для выполнения эскизного проекта рекомендуется пользоваться пособиями [4, 5, 8, 12, 14], а также чертежами выполненных конструкций, приведёнными в альбомах, наставлениях и плакатах [16].

3.2.3 Разработка технического проекта редуктора

На основе эскизного проекта выполняется технический проект редуктора. На стадии выполнения технического проекта окончательно прорабатываются конструкции и размеры деталей и, при необходимости, вносятся изменения в конструкции отдельных элементов с уточнением соответствующих расчётов, назначаются посадки сопряженных деталей в соответствии со стандартами единой системы допусков и посадок. Рекомендуемые посадки приведены в [14].

Общий вид редуктора выполняется в минимально необходимых количествах видов, разрезов, сечений в масштабе 1:1 на листах формата А1. Не следует в учебном проекте использовать упрощенные изображения крепежных изделий и подшипников.

При изображении на чертежах резьбовых соединений следует показывать зазоры между болтом (винтом, шпилькой) и корпусом (крышкой, стаканом), а также запасы резьбы и глубины сверления.

На чертеже общего вида редуктора проставляются следующие размеры:

габаритные – размеры по трем координатным направлениям (длина, ширина, высота);

сопряженные – размеры с обозначением посадок (в местах установки зубчатых колёс, подшипников, манжет, муфт и т. п.);

основные – размеры, характеризующие редуктор (межосевые расстояния, числа зубьев, модуль зацепления, угол наклона зубьев и т. д.);

присоединительные – размеры, необходимые для установки редуктора на месте монтажа, а также размеры элементов, к которым присоединяются другие узлы машины.

Необходимо также указывать на чертеже номера позиций сборочных единиц, деталей и стандартных изделий, входящих в редуктор. Их рекомендуется группировать в колонку или строчку по возможности на одной линии, шрифт должен быть на один – два размера больше, чем шрифт размерных чисел.

По позициям сборочных единиц, деталей и стандартных изделий составляют спецификацию. Форма и порядок заполнения спецификации приведены в [2, 8], на основе стандарта (ГОСТ 2.106-96).

Примеры выполнения чертежей общего вида редуктора приведены в пособиях [4, 5, 8], а также в атласах, альбомах и плакатах [16].

3.2.4 Разработка рабочих чертежей отдельных деталей редуктора

Рабочие чертежи основных деталей редуктора выполняются в минимально необходимых видах, разрезах и сечениях для полного представления их конструкции. На рабочем чертеже должны быть указаны размеры с предельными отклонениями (допусками), предельные отклонения формы и расположения поверхностей, степени шероховатости (чистоты поверхностей), марка материала, вид термической или химико-термической обработки с указанием предельных значений твердости и другие сведения, значения которых необходимы для изготовления детали.

В пособии [2] приведены методические указания по оформлению рабочих чертежей. В пособиях [4, 5, 14, 16] приведены примеры выполненных чертежей различных деталей редукторов.

3.2.5 Разработка общего вида привода на раме с электродвигателем

Для полного представления о приводе в целом, его эксплуатационных характеристиках, основных размерах, взаимосвязи отдельных сборочных единиц и размерах присоединительных поверхностей в учебных проектах выполняется объединенный чертёж общего вида привода.

Чертёж общего вида привода выполняется на листе формата А1 в масштабе уменьшения в двух или трёх проекциях.

Чертёж общего вида привода должен содержать:

- изображение привода;
- частичное или полное изображение крепления привода;
- габаритные размеры;
- присоединительные размеры (размеры опорных поверхностей, диаметры и координаты крепёжных отверстий, расстояние между осями сборочных единиц и т.п.);
- технические требования к точности монтажа изделия;
- техническую характеристику привода (действующие нагрузки, передаваемую мощность, скорости движения и т.п.).

На чертеже общего вида привода на полках линий-выносок записывают номера позиций сборочных единиц и деталей.

В спецификацию записывают сборочные единицы (муфты, рама и др.), стандартные изделия (электродвигатель, болты, гайки и др.), а также детали и материалы, необходимые для монтажа изделия.

Примеры выполнения общего вида привода даны в [4, 8, 16].

3.2.6 Оформление расчётно-пояснительной записки

Расчётно-пояснительная записка – документ, содержащий описание проектируемого изделия, обоснования принятых при проектировании технических решений и все расчёты (кинематические, энергетические, силовые, прочностные и другие), подтверждающие работоспособность изделия. Материалы к расчётно-пояснительной записке готовятся в процессе всего периода работы над проектом.

Оформление расчётно-пояснительной записки, её объём и порядок изложения приведены в методических указаниях [1].

4 ЗАЩИТА ПРОЕКТА

Завершающим этапом проектирования является защита проекта. При защите студент в лаконичной форме излагает содержание задания и его реализацию в своем проекте, а также отвечает на вопросы комиссии в составе двух или трёх преподавателей, принимающих проект.

Студент должен уметь объяснить устройство спроектированного изделия, предъявляемые к нему требования, обосновать принятые конструктивные и технологические решения, выбор материала, назначения посадок, отклонений в форме поверхностей, шероховатостей и пр. Он должен чётко представлять значение каждой линии своего чертежа, подробности конструкции и расчёта, уметь объяснить порядок сборки и разборки изделия, последовательность передачи нагрузки (усилий и моментов) от одной детали к другой.

При защите проекта студент показывает свои знания не только по курсу деталей машин, но и по другим дисциплинам: сопротивлению материалов, технологии материалов, материаловедению, теории механизмов и машин, теоретической механики, машиностроительного черчения и начертательной геометрии. Знание этих дисциплин учитывают при оценке защиты проекта.

При оценке защиты проекта кроме качества выполненного проекта и знаний студента учитывают выполнение запланированных сроков проектирования, самостоятельность и творческую инициативу при проектировании.

Для успешной защиты проекта студенту целесообразно ответить в целях самопроверки на типичные вопросы, приведенные в приложении Б настоящих методических указаний, составленных на основе [17].

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

НЕКОТОРЫЕ ПРИНЦИПЫ И ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Принципы и правила конструирования подробно изложены в трёхтомном издании справочно-методического пособия [15]. Ограниченный срок проектирования по курсу деталей машин позволяет рекомендовать студентам использовать это солидное пособие в отдельных случаях решения конкретных вопросов (по совету консультанта).

В настоящем методическом указании рекомендуется придерживаться следующих основных правил:

- добиваться минимального веса и габаритов привода;
- до начала конструирования привода оптимально разбить передаточные числа по ступеням (согласовать с консультантом);
- обеспечивать простую для изготовления и технологичную форму деталей;
- добиваться соосности вращающихся деталей (зубчатых колёс, втулок и др.) путем их тщательного центрирования на валах;
- принимать модуль зубчатых колёс минимальным из расчёта на изгибную прочность (так как с уменьшением высоты зуба возрастает КПД передачи и плавность её работы);
- предусматривать возможность регулирования (например, с помощью дистанционных колец и прокладок) осевого положения конических и червячных колёс в узле с целью обеспечения требуемого пятна контакта зубьев;
- предусматривать возможность выравнивания усилий в многопоточном редукторе по шестерням (плавающие и самоустанавливающиеся колёса и гибкие звенья), если это делается с помощью шлицевых соединений, то их необходимо смазывать и охлаждать;
- обрыв закаленного слоя делать в ненапряженных местах детали и, по крайней мере, – не у ножки зуба зубчатого колеса;
- избегать постановки спаренных подшипников качения из-за статической неопределенности их работы (в этом случае лучше допустить увеличение габаритов подшипников);
- в радиально-упорных конических подшипниках зазоры регулировать таким образом, чтобы в рабочих условиях они были близки к нулевым как наиболее оптимальным по долговечности;
- при проектировании системы смазки трущихся поверхностей использовать принцип циркуляции (обмывания);
- тип уплотнения валов допускается обосновывать по окружной скорости в контакте (смазку из-под уплотнений желательно отводить);
- отдавать предпочтение конструктивно-сборной постановке размеров детали на рабочем чертеже, чтобы в первую очередь обеспечить конструктивно-сборочные требования при наименьшей точности размеров;
- стремиться упрощать сборку и разборку изделия и его узлов.

Приложение Б

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

- 1 Для чего предназначен редуктор?
- 2 Для чего предназначен мультипликатор?
- 3 Какие размеры ставятся на сборочных чертежах?
- 4 Укажите на выполненном чертеже общего вида присоединительные размеры?
- 5 Порядок сборки и разборки узла (на примере выполненного проекта).
- 6 Порядок сборки и разборки редуктора (на примере выполненного проекта).
- 7 По какому критерию определяются габариты зубчатой передачи?
- 8 По какому критерию определяется модуль зацепления?
- 9 Какие виды термической и химикотермической обработки применяют для упрочнения зубьев зубчатых передач?
- 10 Как влияет уменьшение межцентрового расстояния зубчатой передачи на усилия в зацеплении?
- 11 Как влияет степень точности изготовления зубчатых колёс на габариты передачи?
- 12 Как учитывается в расчёте на прочность зубчатых передач степень точности их изготовления?
- 13 Куда следует подводить смазку: на вход или на выход зубьев из зацепления зубчатых колёс?
- 14 Что необходимо предусмотреть в конструкции узла для регулировки зазора и пятна контакта конических передач?
- 15 Почему мелкие зубья зубчатых колёс выгоднее применять, чем крупные?
- 16 От чего зависит КПД червячной передачи?
- 17 Укажите основные особенности червячных передач?
- 18 Почему передаточное отношение червячной передачи не принимают менее 7?
- 19 В чём заключается регулировка осевого положения червячного колеса?
- 20 За счёт чего обеспечивается тепловой режим работы червячного редуктора?
- 21 Укажите основные достоинства ремённой передачи.
- 22 Какие преимущества определяют широкое применение клиноременных передач?
- 23 Как обеспечивается натяжение ремней ремённой передачи?
- 24 Как влияет натяжение ремней ремённой передачи на работу вала и подшипников редуктора?
- 25 Почему внутренние кольца подшипников качения сажаются на валах по переходным посадкам и ещё затягиваются гайками, а наружные кольца ставятся с гарантированным зазором?
- 26 Какие вы знаете способы повышения динамической грузоподъёмности при заданных габаритах подшипника качения?

- 27 Покажите на схеме (эскизе) расчётную длину вала при определении усилий в опорах качения.
- 28 Как учитывается влияние класса точности подшипника качения на его долговечность?
- 29 По каким критериям подбираются диаметры валов?
- 30 Как назначается радиус галтели на валу в месте посадки подшипника качения?
- 31 Какие Вы знаете методы упрочнения валов в местах концентрации напряжений?
- 32 Объясните эффект упрочнения вала за счёт химико-термической обработки.
- 33 Почему глубина завинчивания шпильки в силуминовый корпус принимается равной $(2...2,5)d$, а в чугунный $(1,3...1,5)d$, где d – диаметр резьбы?
- 34 Почему нежелательно ставить мягкие прокладки в стыке фланцевых соединений корпусов?
- 35 Из какого условия назначается расстояние между болтами в плотном стыке?
- 36 Почему силовые шпильки и болты меньше, чем М6, не ставят?
- 37 Какие Вы знаете способы упрочнения резьбы?
- 38 Какие технические требования назначаются на опорные поверхности под головки и гайки болтов?
- 39 Почему крепёжные резьбы самотормозящие?
- 40 Почему на валах применяется мелкая метрическая резьба?
- 41 Почему обязательно стопорят крепёжные резьбовые детали?
- 42 Какие усилия воспринимают болты (шпильки) крепления редукторов к подредукторной раме?
- 43 Из какого расчёта определяются диаметр и длина в контакте силового штифта?
- 44 В какой системе следует назначать посадки в штифтах, сопряжённых с несколькими деталями?
- 45 Типы уплотнений подшипниковых узлов.
- 46 По какому критерию подбирается тип уплотнения?
- 47 Какая точность и шероховатость поверхности вала назначается в месте установки контактного уплотнения?
- 48 Почему следует отводить смазку из-под уплотнения?
- 49 Чем руководствуются при назначении (выборе) материала корпуса редуктора?
- 50 Почему ребро жёсткости корпуса редуктора ставится против болтов крепления?
- 51 Какими средствами достигается плотность стыков в корпусах?

Приложение В

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТЫ ПРИВОДА

1 Исходные данные

Исходными данными для кинематического и энергетического расчётов является кинематическая схема, а также мощность на выходе $P_{\text{вых}}$ и частота вращения выходного вала $n_{\text{вых}}$. В некоторых заданиях разрабатываются конструкции коробок передач, для которых указываются два или три значения частоты вращения выходного вала.

2 Выбор электродвигателя

Для приводов общемашиностроительного назначения используются серийные асинхронные электродвигатели, которые подбираются по мощности и требуемой частоте вращения.

Требуемая мощность двигателя определяется по формуле:

$$P_{\text{дв.тр.}} = P_{\text{вых}} / \eta_{\text{пр.}}$$

Коэффициент полезного действия привода определяется по формуле: $\eta_{\text{пр}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$, где η_1, η_2, η_3 – КПД отдельных ступеней привода, выбираемые по рекомендациям таблицы В1.

При выборе значений КПД большие значения принимать при повышенной точности изготовления. Для червячных передач большие значения принимать для небольших передаточных отношений (менее 28).

Таблица В1 – Ориентировочные значения КПД и максимальные значения передаточных отношений передач

Вид передачи	Значение КПД	Максимальное передаточное отношение
Зубчатая цилиндрическая	0,96 ... 0,98	6
Зубчатая коническая	0,94 ... 0,96	4
Червячная	0,7 ... 0,9	7 ... 80
Клиноременная	0,9 ... 0,95	7

Характеристики некоторых типов электродвигателей приведены в таблице В2.

Таблица В2 – Электродвигатели асинхронные трехфазовые единой серии 4А мощностью 1,1...22 кВт, закрытые, обдуваемые

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Диаметр вала, мм	$\frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}$
синхронная частота вращения 3000 об/мин				
4А71В2У3	1,1	2810	19	2,2
4А80А2У3	1,5	2850	22	2,6
4А80В2У3	2,2	2850	22	2,6
4А90L3У3	3,0	2840	24	2,5
4А100S2У3	4,0	2880	28	2,5
4А100L2У3	5,5	2880	28	2,5
4А112M2У3	7,5	2900	32	2,8
4А132M2У3	11,0	2900	38	2,8
4А160S2У3	15,0	2940	42	2,2
4А160M2У3	18,5	2940	42	2,2
4А180S2У3	22,0	2945	48	2,5
синхронная частота вращения 1500 об/мин				
4А80А4У3	1,1	1420	22	2,2
4А80В4У3	1,5	1415	22	2,2
4А90L4У3	2,2	1425	24	2,4
4А100S4У3	3,0	1435	28	2,4
4А100L4У3	4,0	1430	28	2,4
4А112M4У3	5,5	1445	32	2,2
4А132S4У3	7,5	1455	38	3,0
4А132M4У3	11,0	1460	38	3,0
4А160S4У3	15,0	1465	48	2,3
4А160M4У3	18,5	1465	48	2,3
4А180S4У3	22,0	1470	55	2,3
синхронная частота вращения 1000 об/мин				
4А80В6У3	1,1	920	22	2,2
4А90L6У3	1,5	935	24	2,2
4А100L6У3	2,2	950	28	2,2
4А112МА6У3	3,0	955	32	2,5
4А112МВ6У3	4,0	950	32	2,5
4А132S6У3	5,5	965	38	2,5
4А132М6У3	7,5	970	38	2,5

4A160S6Y3	11,0	975	48	2,0
4A160M6Y3	15,0	975	48	2,0
4A180M6Y3	18,5	975	55	2,0
4A200M6Y3	22,0	975	60	2,4
синхронная частота вращения 750 об/мин				
4A90LB8Y3	1,1	700	24	1,9
4A100L8Y3	1,5	700	28	1,9
4A112MA8Y3	2,2	700	32	2,2
4A112MB8Y3	3,0	700	32	2,2
4A132S8Y3	4,0	720	38	2,6
4A132M8Y3	5,5	720	38	2,6
4A160S8Y3	7,5	730	48	2,2
4A160M8Y3	11,0	730	48	2,2
4A180M8Y3	15,0	730	55	2,0
4A200M8Y3	18,5	735	60	2,2
4A200L8Y3	22,0	730	60	2,0

Требуемая частота вращения электродвигателя определяется по формуле: $n_{\text{дв.тр.}} = n_{\text{вых}} \cdot i_{\text{пр.}}$

Для коробок передач в качестве $n_{\text{вых}}$ следует принять максимальное значение частоты вращения выходного вала редуктора. Передаточное отношение привода определяется по формуле:

$$i_{\text{пр}} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3,$$

где i_1, i_2, i_3 – передаточные отношения отдельных ступеней привода, выбираемые по рекомендациям таблицы В1.

По вычисленным значениям $P_{\text{дв.тр}}$ и $n_{\text{дв.тр}}$, выбирается двигатель по таблице В2. При этом необходимо выполнить условия:

$$P_{\text{дв}} \geq P_{\text{дв.тр}} \text{ и } n_{\text{дв}} \approx n_{\text{дв.тр}}.$$

Необходимо учитывать, что двигатели с большей частотой вращения имеют меньшие габариты и массу, но при этом получаем большее значение передаточного отношения $i_{\text{пр}}$ и, следовательно, большие габариты и массу привода. Оптимальные значения частоты вращения двигателя могут быть найдено при расчёте нескольких вариантов.

3 Разбиение общего передаточного отношения

Разбиение передаточного отношения по ступеням привода в значительной мере определяет его массогабаритные и энергетические показатели. Поэтому для оптимизации характеристик привода целесообразно выполнение вариантных расчётов с использованием ЭВМ. При отсут-

ствии программного обеспечения ЭВМ передаточные отношения отдельных ступеней привода следует выбирать по рекомендациям [4].

Общее передаточное отношение привода определяется по формуле:

$$i_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\text{ВЫХ}}}.$$

Для коробок скоростей определяется два или три значения передаточного отношения в зависимости от задания.

Для приводов с ремённой передачей передаточное отношение редуктора определяется по формуле:

$$i_{\text{ред}} = \frac{i_{\text{пр}}}{i_{\text{рем}}}.$$

При этом значение $i_{\text{рем}}$ выбирается по рекомендациям таблицы В1 таким образом, чтобы обеспечить:

$i_{\text{ред}} \geq 4$ – для зубчатых редукторов;

$i_{\text{ред}} \geq 14$ – для червячных редукторов.

При отсутствии ремённой передачи имеем:

$$i_{\text{ред}} = i_{\text{пр}}.$$

Передаточное отношение двухступенчатого редуктора можно представить в виде:

$$i_{\text{ред}} = i_{\text{б}} \cdot i_{\text{т}},$$

где: $i_{\text{б}}$ – передаточное отношение быстроходной ступени; $i_{\text{т}}$ – передаточное отношение тихоходной ступени.

Для рациональной разбивки передаточных отношений двухступенчатого редуктора могут быть рекомендованы следующие зависимости:

$i_{\text{б}} = (1,2 \dots 1,3) \sqrt{i_{\text{ред}}}$ – для цилиндрического редуктора выполненного по развернутой схеме (например, схема 1 [3]);

$i_{\text{б}} = (1,1 \dots 1,2) \sqrt{i_{\text{ред}}}$ – для цилиндрического редуктора, выполненного по соосной схеме (например, схема 3 [3]);

$i_{\text{б}} = (0,8 \dots 0,9) \sqrt{i_{\text{ред}}}$ – для коническо-цилиндрического редуктора (например, схема 5 [3]).

Для червячно-цилиндрического редуктора следует задаться значением передаточного отношения червячной передачи $i_{\text{б}} \geq 7$.

Передаточное отношение тихоходной ступени определяется делением:

$$\text{ем: } i_{\text{т}} = \frac{i_{\text{ред}}}{i_{\text{б}}}.$$

Для коробок скоростей при разбивке передаточных отношений следует использовать большее значение $i_{пр}$ и $i_{ред}$. После определения $i_{б}$ и $i_{т}$ устанавливаются передаточные отношения ступеней, обеспечивающих изменение частоты вращения выходного вала:

$i'_{б} = \frac{i'_{ред}}{i_{т}}$ – если изменение скорости вращения обеспечивается переключением зубчатых колёс быстроходной ступени;

$i'_{т} = \frac{i'_{ред}}{i_{б}}$ – если изменение скорости вращения обеспечивается переключением зубчатых колёс тихоходной ступени.

Здесь $i'_{ред}$ – минимальное значение передаточного отношения редуктора, а $i'_{б}$ и $i'_{т}$ – соответственно передаточные отношения быстроходной или тихоходной ступени при $i'_{ред}$.

4 Определение частот вращения валов редуктора

Для выполнения расчёта целесообразно все валы редуктора пронумеровать римскими цифрами от входного до выходного.

Тогда частота вращения вала I будет равна

$n_I = n_{дв}$ – при отсутствии ремённой передачи;

$n_I = \frac{n_{дв}}{i_{рем}}$ – при наличии ремённой передачи.

Частоты вращения следующих валов будут равны:

$n_{II} = \frac{n_I}{i_{б}}$ и $n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{т}}$.

Для коробок скоростей определяется также: $n'_{II} = \frac{n_I}{i'_{б}}$ или $n'_{III} = \frac{n_{II}}{i'_{т}}$.

Следует сделать проверку: $n_{III} = n_{вых}$. При невыполнении этого равенства устранить ошибки.

5 Определение мощностей на входном валу редуктора

В соответствии с ранее принятыми обозначениями мощность на валу I будет равна:

$P_I = P_{дв}$ – при отсутствии ремённой передачи и массовом или крупносерийном изготовлении редукторов;

$P_I = P_{\text{дв.тр}}$ – при отсутствии ремённой передачи и единичном или мелкосерийном изготовлении редуктора;

$P_I = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{рем}}$ – при наличии ремённой передачи и массовом или крупносерийном изготовлении редуктора;

$P_I = P_{\text{дв.тр}} \cdot \eta_{\text{рем}}$ – при наличии ремённой передачи и единичном или мелкосерийном изготовлении редуктора;

6 Определение моментов крутящих на всех валах редуктора

Момент крутящий на валу I редуктора определяется по формуле

$$T_I = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_I}{n_I}.$$

В этой формуле мощность в кВт, частота вращения – в об/мин, момент крутящий имеет размерность Н·мм.

Моменты крутящие на следующих валах определяются по формулам: $T_{II} = T_I \cdot \eta_{\delta} \cdot i_{\delta}$ и $T_{III} = T_{II} \cdot \eta_T \cdot i_T$.

Для многопоточных передач (например, схема 3 [3]) моменты определяются по формулам:

$T_{II} = T_I \cdot \eta_{\delta} \cdot i_{\delta} / m$ – при «разделении» потока мощности;

$T_{III} = T_{II} \cdot \eta_T \cdot i_T \cdot m$ – при «собирании» потока мощности;

здесь m – число потоков мощности в редукторе.

Для коробок скоростей определяются также:

$$T'_{II} = T_I \cdot \eta_{\delta} \cdot i'_{\delta} \quad \text{и} \quad T'_{III} = T_{II} \cdot \eta_T \cdot i'_T$$

7 Программа расчета привода с двухступенчатым редуктором на ЭВМ

Исходными данными для выполнения расчёта является кинематическая схема задания, а также мощность $P_{\text{вых}}$ и частота вращения на выходе редуктора. Для коробок скоростей необходимо ввести число скоростей и все значения скоростей вращения выходного вала в порядке их убывания по величине. Для многопоточных передач необходимо учесть число потоков распределения мощности. Исходные данные вводятся по запросу на экране дисплея.

Расчёты выполняются в диалоговом режиме, т.е. в процессе расчёта необходимо вводить дополнительные данные по запросу на экране дисплея.

В результате расчёта на печать выводится: тип и характеристики электродвигателя, передаточные отношения привода и отдельных его ступеней, частоты вращения и крутящие моменты всех валов редуктора.

Приложение Г

ПОСТРОЕНИЕ КОМПОНОВОЧНОГО ЧЕРТЕЖА РЕДУКТОРА

1 Исходные данные

Компоновочный чертёж выполняется по результатам расчёта механических передач редуктора на основе кинематической схемы привода. Вариантов выполнения компоновочного чертежа может быть очень много (расположение зубчатых и червячных передач, расположение и тип опор и т.п.). Основные рекомендации по построению компоновочного чертежа приведены в [8, 12].

Основными размерами передач будут:

для *цилиндрических зубчатых передач* (рисунок 1) межосевое расстояние a_w , ширина зуба колеса b_w и диаметры начальных окружностей колёс d_{w1} и d_{w2} ;

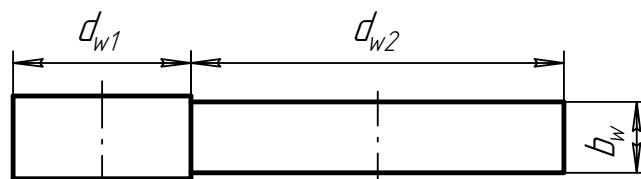


Рисунок 1

для *конических зубчатых передач* (рисунок 2) угол между осями колёс Σ (как правило $\Sigma = 90^\circ$), углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 , внешнее конусное расстояние R_e и ширина зуба колеса b_w ;

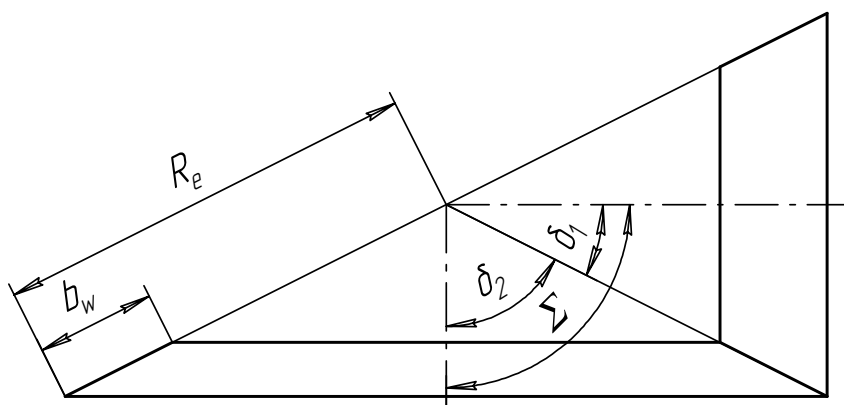


Рисунок 2

для *червячной передачи* (рисунок 3) межосевое расстояние a_w , диаметр начального цилиндра червяка d_{w1} , длина нарезанной части червяка b_1 , диаметр делительной окружности червячного колеса d_2 и ширина зубчатого венца червячного колеса b_2 , максимальный диаметр вершин зубьев колеса $d_{ам2}$.

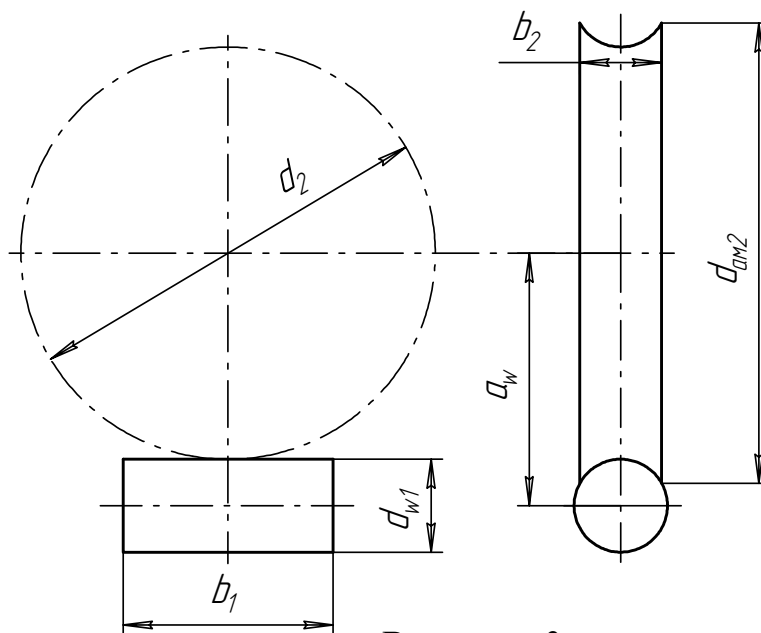


Рисунок 3

2 Определение ориентировочных значений диаметров валов

Ориентировочные значения диаметров валов определяются из условия прочности их по касательным напряжениям кручения:

$$d \geq 3 \sqrt{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}}$$

здесь T – крутящий момент, передаваемый валом, Н·мм; $[\tau_{кр}]$ – допускаемые касательные напряжения кручения, МПа; d – диаметр вала, мм.

Валы приводов общего назначения изготавливают, как правило, из углеродистых или малолегированных сталей. Кроме того, при проектировочных расчётах принимают заниженные или средние значения допускаемых напряжений.

Рекомендуется принимать: $[\tau_{кр}] = 15 \dots 30$ МПа.

Меньшее значение принимать для валов, которые могут испытывать большие изгибающие моменты (например, валы ремённых передач). Большие значения – для валов центральных колёс многопоточных передач.

Для приводов с электродвигателями необходимо обеспечить условие: $d_I = (0,8 \dots 1,2) d_{дв}$,

где: d_I – диаметр 1-го вала редуктора, $d_{дв}$ – диаметр вала двигателя.

Кроме того, рекомендуется выполнить условие $d_{III} \geq d_{II} \geq d_I$, т.е. каждый следующий вал, начиная с первого, должен быть не меньше предыдущего.

Диаметры всех валов округляются до значений посадочных диаметров для стандартных подшипников качения. Начиная с диаметра $\varnothing 20$ мм это все диаметры, кратные 5, т.е. 25, 30, 35 и т.д.

3 Подбор подшипников

Подбор подшипников производится по справочнику [11] или пособиям [4, 5, 8] в зависимости от диаметра вала и характера воспринимаемых нагрузок. При этом рекомендуется принимать подшипники преимущественно легкой серии, с последующим уточнением их при расчёте долговечности.

По характеру воспринимаемых нагрузок подшипники делятся на следующие типы:

- *радиальные* – для восприятия только радиальных нагрузок;
- *радиально-упорные* – для восприятия как радиальных, так и осевых нагрузок;
- *упорные* – для восприятия только осевых нагрузок.

При подборе подшипников для косозубых цилиндрических передач, для конических и для червячных передач следует выбирать радиально-упорные (шариковые или конические роликовые) подшипники.

При выборе типов подшипников и способов их установки следует ориентироваться на существующие подобные конструкции. После выбора подшипников из справочников выписывается их основные размеры (рисунок 4).

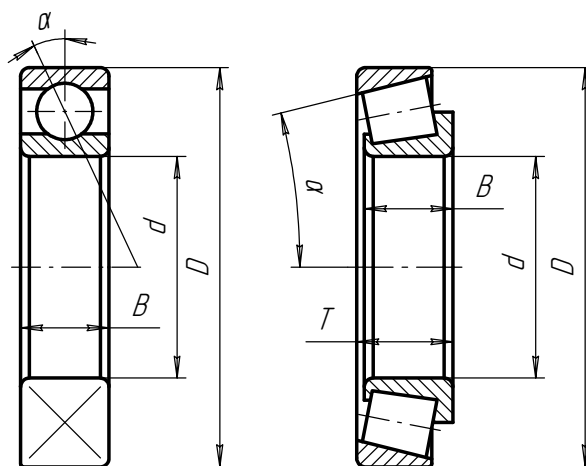


Рисунок 4

4 Построение компоновочного чертежа редуктора

Чертёж редуктора выполняют в масштабе 1:1.

Для цилиндрического зубчатого редуктора, выполненного по развернутой схеме, проводятся осевые линии валов на расстояниях, соответствующих межосевым расстояниям, быстроходной $a_{wб}$ и тихоходной $a_{wт}$ ступеней. Затем изображаются зубчатые колёса по их начальным диаметрам d_{w1} и d_{w2} для быстроходной и тихоходной ступеней (рисунок 5).

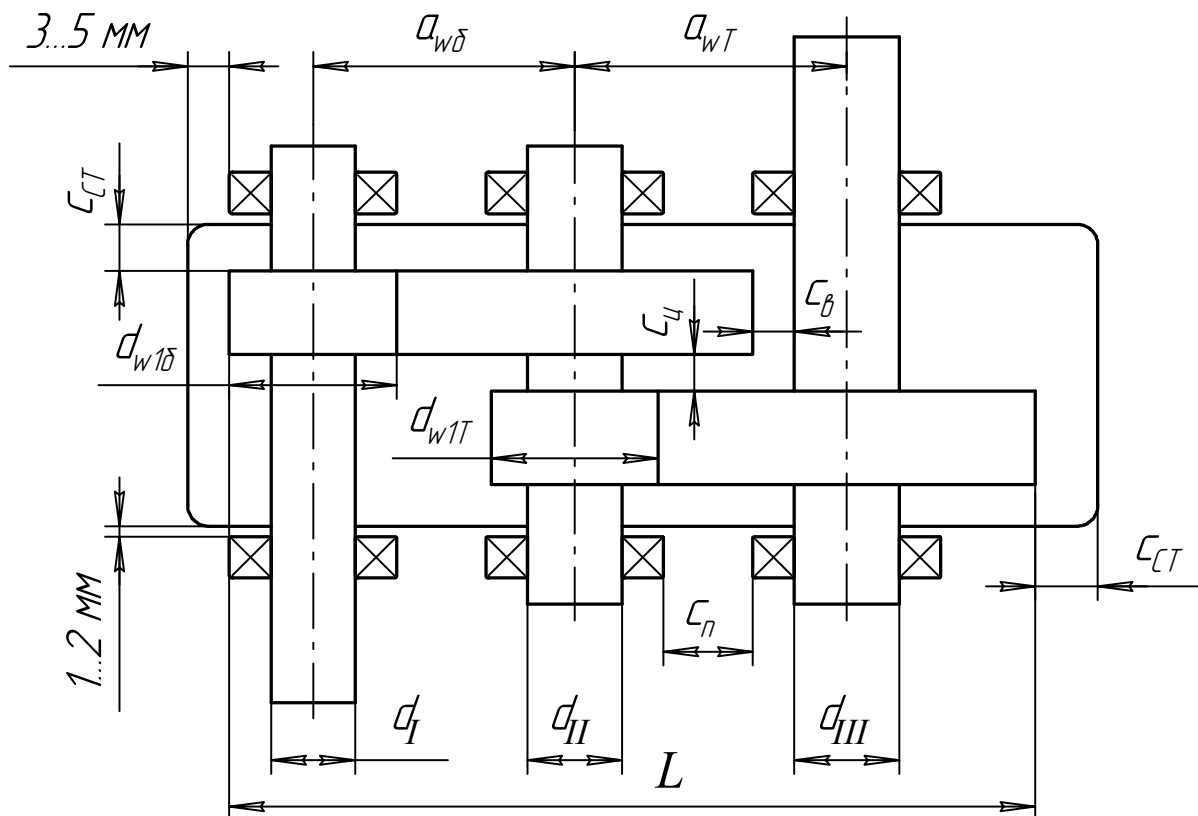


Рисунок 5 – Расположение колёс и подшипников двухступенчатого цилиндрического редуктора

Расстояние между торцевыми поверхностями колёс $c_{ц}$ принимают равным: $c_{ц} \geq (1 \dots 2) m$.

Далее изображают валы по их ориентировочным диаметрам. При этом для исключения задевания колеса быстроходной ступени за выходной вал между ними должен быть зазор $c_{в} \geq (0,1 \dots 0,15) d_{III} + (2 \dots 3) m$.

При недостаточной величине зазора необходимо изменение размеров зубчатых колёс по согласованию с преподавателем. Изображаются контуры внутренней поверхности корпуса редуктора, обеспечивая зазор между корпусом и зубчатыми колёсами $c_{ст} \geq \sqrt[3]{L} + (2 \dots 3) m$

Затем размещают подшипники всех валов на расстоянии от внутренней поверхности корпуса на $1 \dots 2$ мм. При этом расстояние между наружными поверхностями подшипников из условия размещения болтов крепления крышки и корпуса редуктора должно быть $c_{п} \geq 20 \dots 25$ мм.

Для коническо-цилиндрического редуктора, построение компоновочного чертежа начинают с конической ступени. Проводятся осевые линии колёс и откладываются углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 . По образующей делительного конуса откладываются внешнее конусное расстояние R_e и ширина зуба колеса b_w . Затем изображаются конические шестерня и колесо, как показано на рисунке 6.

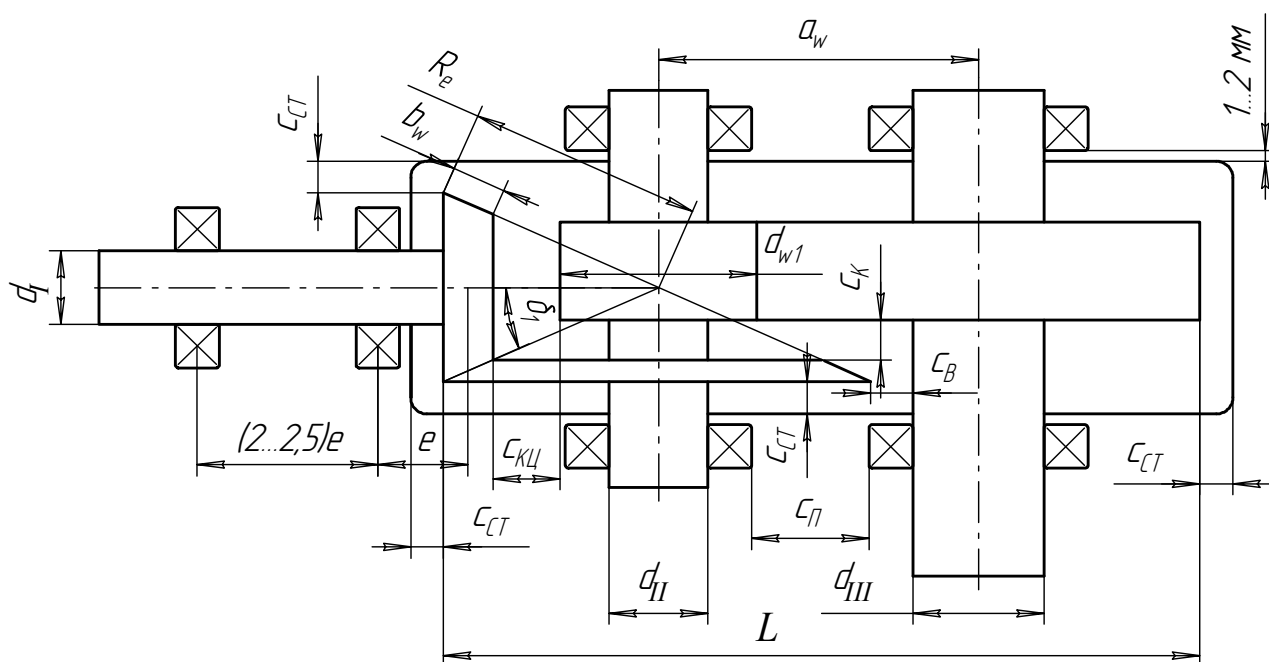


Рисунок 6 – Расположение колёс и подшипников коническо-цилиндрического редуктора

От осевой линии конического колеса на расстоянии, равном межосевому расстоянию a_w цилиндрической передачи, проводится осевая линия цилиндрического колеса. Затем изображается по начальным диаметрам

d_{w1} и d_{w2} цилиндрические шестерня и колесо. При этом расстояние между торцами цилиндрического и конического колёс, принимается равным: $s_k = (2...2,5) m_{te}$. Зазор между валом и коническим колесом принимают не менее $s_b \geq (0,1...0,15) d_{III} + (2...3) m_{te}$. Зазоры между корпусом редуктора и колёсами должны быть $s_{ct} \geq \sqrt[3]{L} + (2...3)m_{te}$. Зазор между шестернями конической и цилиндрической ступеней должен быть: $s_{kc} \geq (1,5...2,0)(m + m_{te})$. Зазор между наружными поверхностями подшипников $s_{II} \geq 20...25$ мм. При консольном расположении шестерни конической ступени расстояние между подшипниками должно быть $(2...2,5)e$, где e – расстояние от середины шестерни до середины ближнего подшипника.

Для червячно-цилиндрического редуктора, компоновочный чертёж выполняется в двух проекциях. В плоскости, проходящей по осям валов цилиндрической передачи, проводятся осевые линии валов и изображается червячное колесо и зубчатая передача, как показано на рисунке 7.

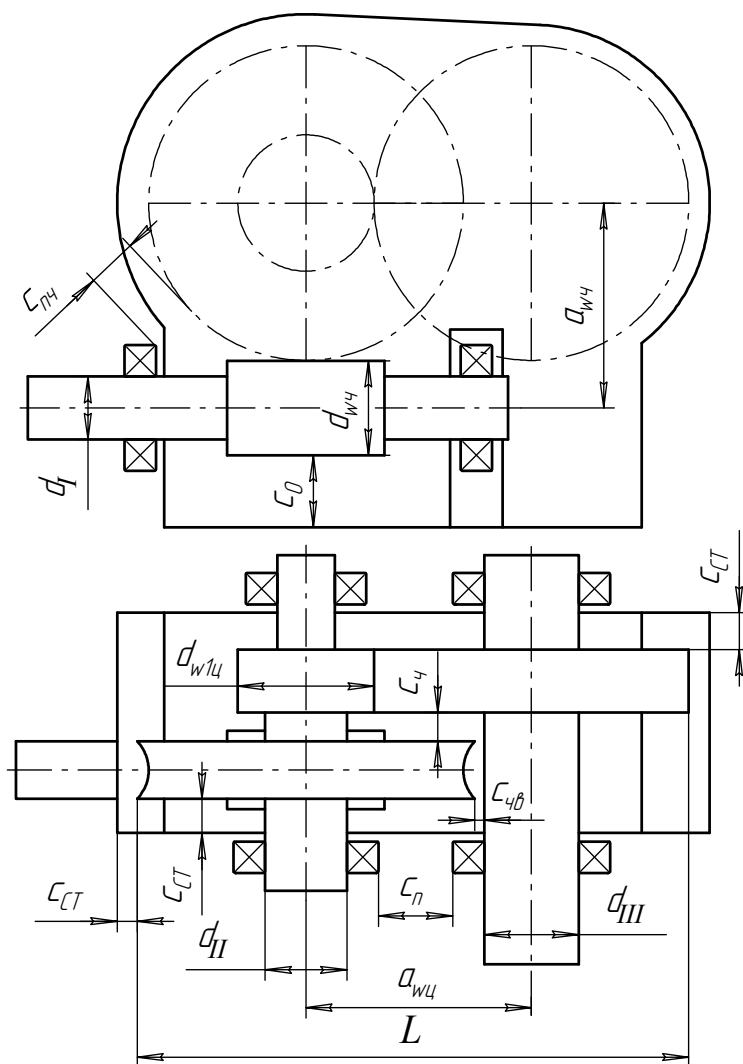


Рисунок 7 – Расположение колёс и подшипников червячно-цилиндрического редуктора

В вертикальной плоскости проводится осевая линия червяка и изображается червяк и червячное колесо.

При вычерчивании колёс и подшипников необходимо обеспечить зазоры между деталями:

$$c_{\text{ч}} \geq (2 \dots 2,5) m;$$

$$c_{\text{ст}} \geq \sqrt[3]{L} + (2 \dots 3) m;$$

$$c_{\text{чв}} \geq (0,1 \dots 0,15) d_{\text{ш}} + (2 \dots 3) m;$$

$$c_0 \geq 4 c_{\text{ст}};$$

$$c_{\text{пч}} \geq (0,03 \dots 0,04) a_{\text{вч}} + (8 \dots 12) \text{ мм};$$

$$c_{\text{п}} \geq 20 \dots 25 \text{ мм}.$$

Для двухступенчатого соосного цилиндрического редуктора, показанного на рисунке 8 основные правила построения компоновочного чертежа и нормы зазоров между деталями те же, что и у цилиндрического редуктора развернутой схемы.

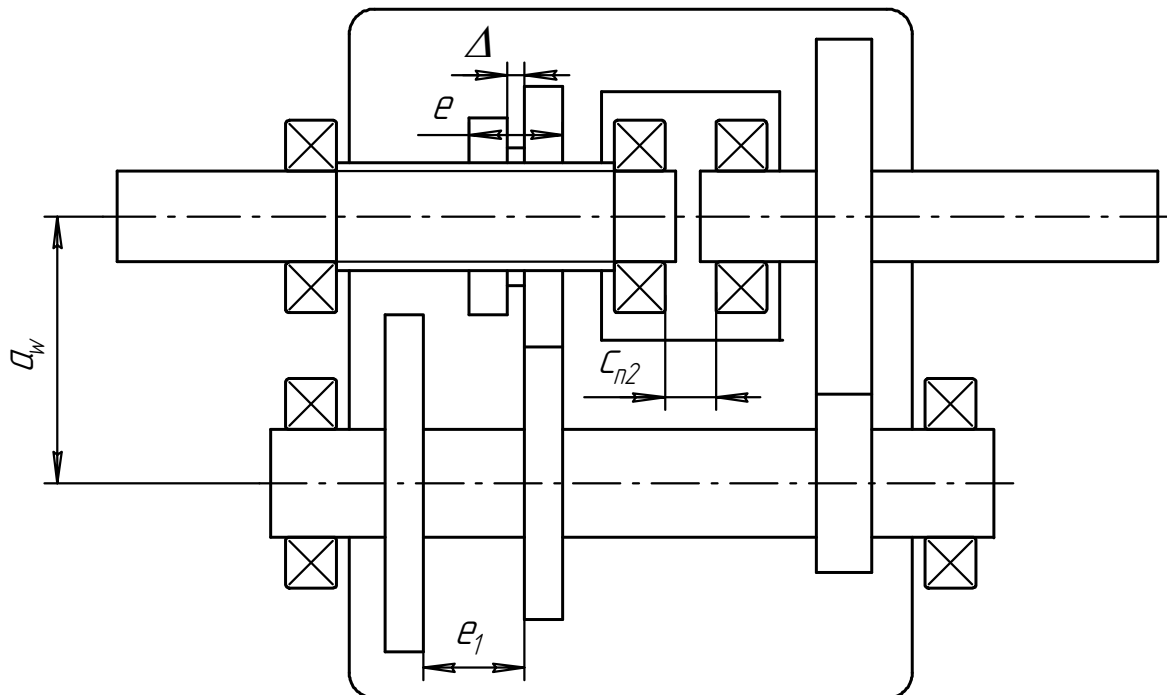


Рисунок 8 – Расположение колёс и подшипников соосного цилиндрического редуктора

Расстояние между подшипниками соосных валов зависит от способа крепления подшипников и может быть $c_{\text{п2}} \geq 5 \dots 25 \text{ мм}$.

Для подвижных блоков шестерён коробок скоростей, нарезаемых долбьями, зазор между шестернями должен быть: $\Delta \geq (1,5 \dots 3) m$.

При этом меньшие значения зазора принимаются при больших значениях модуля.

Расстояние между неподвижными колёсами коробок скоростей должно быть $e_1 = e + (1 \dots 2) m$.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 СТО СГАУ 02068410-004-2007. Общие требования к учебным текстовым документам [Текст] – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 34 с.
- 2 Балякин В.Б. Оформление рабочих чертежей при курсовом проектировании [Текст]: метод. указания / В.Б. Балякин, В.Н. Васин, А.Н. Тихонов. – Самара: СГАУ, 2004. – 40 с.
- 3 Жильников Е.П. Кинематические схемы приводов общего назначения [Схемы]: метод. указания / Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2014. – 16 с.
- 4 Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин [Текст]: учеб. пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – М.: Альянс, 2005. – 416 с.
- 5 Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин [Текст]: учеб. пособие / А. Е. Шейнблит – М.: Машиностроение, 2003. – 454 с.
- 6 Жильников Е.П. Расчёт на прочность цилиндрической прямозубой передачи [Текст]: метод. указания / Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2012. – 28 с.
- 7 Жильников Е.П. Расчёт на прочность конической прямозубой передачи [Текст]: метод. указания / Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2012. – 28 с.
- 8 Кудрявцев В.Н. Курсовое проектирование деталей машин [Текст]: учеб. пособие / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с.
- 9 Мальтеев М.А. Проектирование ремённых передач [Текст]: учеб. пособие / М.А. Мальтеев, А.Н. Тихонов, Ю.А. Захаров. – Самара: Изд-во СГАУ, 2008. – 86 с.
- 10 Балякин В.Б. Расчёт и проектирование валов, осей и опор качения авиационных редукторов [Текст]: пособие по расчёту на прочность / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 72 с.
- 11 Нарышкин В.Н. Подшипники качения [Текст]: справочник – каталог / В.Н. Нарышкин, Р.В. Коросташевский, В.Ф. Старостин и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
- 12 Силаев Б.М. Расчёт и конструирование деталей авиационных механических передач [Текст]: учеб.-справ. пособие / Б.М. Силаев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 150 с.

- 13 Решетов Д.Н. Детали машин [Текст]: учебник для студ. машиностр. и механич. спец. вузов / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
- 14 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Текст]: учеб. пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – М.: Академия, 2003 – 496 с.
- 15 Орлов П.И. Основы конструирования [Текст]: справ.-метод. пособие / П.И. Орлов. – М.: Машиностроение, 1977. – Т1 – 623 с.; Т2 – 574 с.; Т3 – 357 с.
- 16 Атлас конструкций узлов и деталей машин [Текст]: учеб. пособие / под. ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 380 с.
- 17 Жильников Е.П. Курсовое проектирование по деталям машин для авиационных специальностей [Текст]: метод. указания / Е.П. Жильников, Б.М. Силаев, В.П. Тукмаков. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 32 с.

