

**Военно-транспортный университет
железнодорожных войск Российской Федерации**

**Кафедра «Детали машин»
Дисциплина «Детали машин»**

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ**

**Учебно-методическое пособие
по курсовому проектированию**

**Часть 1
КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ**

**Санкт-Петербург
2000**

Военно-транспортный университет
железнодорожных войск Российской Федерации

Кафедра деталей машин

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Часть 1

Кинематический и силовой расчеты

Учебно-методическое пособие
по курсовому проектированию

Санкт-Петербург
2000

Учебно-методическое пособие разработано в соответствии с программами и учебными планами дисциплины "Детали машин", изучаемой слушателями и курсантами специальностей 3 и 9, а также раздела по деталям машин дисциплины "Прикладная механика" для специальности 3а, и предназначено для качественного выполнения курсового проекта по проектированию механических передач в приводах техники железнодорожных войск.

Учебно-методическое пособие подготовлено доцентами кафедры Бутениным В.Н., Толстой О.С., Ясевым А.А.

В техническом оформлении пособия и подготовке его к изданию принимали участие: ст. лаборант кафедры Ершова И.С., курсанты 33 роты 362 взвода Голик А.В. и Филиппов П.А. Общая редакция учебно-методического пособия выполнена заведующим кафедры № 21, доктором военных наук, профессором Гладких В.П.

Рассмотрено и одобрено на заседании кафедры "Детали машин" 17 ноября 1998 г., протокол № 4, на заседании ученого совета третьего факультета 18 ноября 1998 г. протокол № 14.

Утверждено начальником университета 19 ноября 1999 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Глава 1. Задание на курсовой проект	3
1.1. Цель и содержание проекта	3
1.2. Стадии проектирования	4
1.3. Общие рекомендации по проектированию	6
Глава 2. Общие сведения о механических приводах	7
2.1. Классификация приводов	7
2.2. Основные типы редукторов	14
Глава 3. Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчеты приводов	34
3.1. Выбор электродвигателя	34
3.2. Кинематический расчет привода	38
3.3. Силовой расчет привода	44
3.4. Примеры расчета привода	45
Приложения:	
1. Варианты заданий на курсовой проект	55
2. Электродвигатели асинхронные трехфазные	73
3. Примеры использования редукторных передач в приводах техники железнодорожных войск	80
Список литературы.....	84

ГЛАВА 1

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

1.1. Цель и содержание проекта

Курсовой проект на тему "Проектирование механических передач в приводах техники железнодорожных войск" является для курсантов и слушателей первой самостоятельной проектно-конструкторской работой за период обучения в университете.

Основными учебными и воспитательными целями курсового проекта являются:

- систематизация, закрепление и расширение теоретических знаний и расчетно-графических навыков слушателей и курсантов, полученных ими в процессе изучения общобразовательных и общетехнических дисциплин;
- более подробное ознакомление обучаемых с конструкциями типовых деталей и узлов, используемых в технике железнодорожных войск, привитие им навыков самостоятельного принятия инженерно-технических решений на основе проектных и проверочных расчетов и работы с научно-технической литературой;
- овладение основами методологии и практики разработки проектной и конструкторской документации на всех стадиях (этапах) проектирования и конструирования механических приводов;
- приобретение практики защиты своих инженерно-технических решений;
- формирование учебно-методической базы знаний слушателей и курсантов для выполнения ими в последующем курсовых и дипломных проектов по специальным техническим дисциплинам.

Курсовое проектирование есть процесс разработки комплексной технической документации (проекта), состав и содержание которой с некоторыми упрощениями соответствуют требованиям и нормам стандартов Единой системы конструкторской документации (ЕСКД). Оно осуществляется на основе индивидуального задания каждому слушателю и курсанту, разработанного с учетом будущей специальности обучаемых.

Задание на курсовой проект содержит:

- кинематическую схему привода;
- исходные данные для проектирования привода (силовые, геометрические и кинематические показатели, срок службы, характер нагрузки и др.);
- указания об объеме отчетной документации.

Отчетность по курсовому проекту, представляемому на защиту, включает в себя:

- расчетно-текстовую часть (пояснительную записку);
- графическую часть (сборочный чертеж редуктора и рабочие чертежи не менее двух его деталей).

Указания об объеме, содержании и оформлении отчетных материалов содержатся в задании на курсовой проект и в части III настоящего пособия.

1.2. Стадии проектирования

ГОСТ 2.103-68 устанавливает следующие стадии разработки конструкторской документации и этапы выполнения работ - см. рис. 1.1 (в курсовом проекте они будут соответствовать этапам проектирования):

1) техническое задание на проект - исходный документ для разработки конструкторской документации проектируемого изделия (разрабатывается и выдается слушателям и курсантам руководителем курсового проекта);

2) техническое предложение, в котором содержатся уточненные основные и дополнительные данные изделия и обоснования принятых конструктивных решений (в курсовом проекте не разрабатывается);

3) эскизный проект (по ГОСТ 2.119-73), в котором содержатся конструктивные, схемные и другие принципиальные решения;

4) технический проект (по ГОСТ 2.119-73), в котором содержится окончательное техническое решение и представление о принципах работы и устройстве изделия;

5) рабочая документация – заключительная стадия конструирования, в которой содержатся необходимые данные для изготовления, контроля, приемки, эксплуатации и ремонта изделия; включает создание и оформление конструкторской документации, необходимой для изготовления всех ненормализованных деталей и узлов (сборочных чертежей, спецификаций, рабочих чертежей деталей).

Работу над курсовым проектом следует начинать с изучения задания.

Прежде всего, по кинематической схеме привода следует разобраться с общим устройством привода и назначением всех его составных частей. При этом полезно и необходимо исследовать существующие, аналогичные проектируемому, конструкции редукторов по технической документации на машины и механизмы техники ЖДВ, альбомам редукторов, их макетам и т.д.

Затем в результате проведенного анализа выбирается наиболее подходящий прототип, который и послужит основой для разработки проекта согласно заданию. Критическая оценка достоинств и недостатков прототипа часто позволяет внести в его конструкцию соответствующие изменения. Такой творческий подход предполагает выявление индивидуальных способностей обучаемых и дает им возможность тщательно изучить основы и принципы проектирования механических приводов, изложенных в учебной и научно-технической литературе.

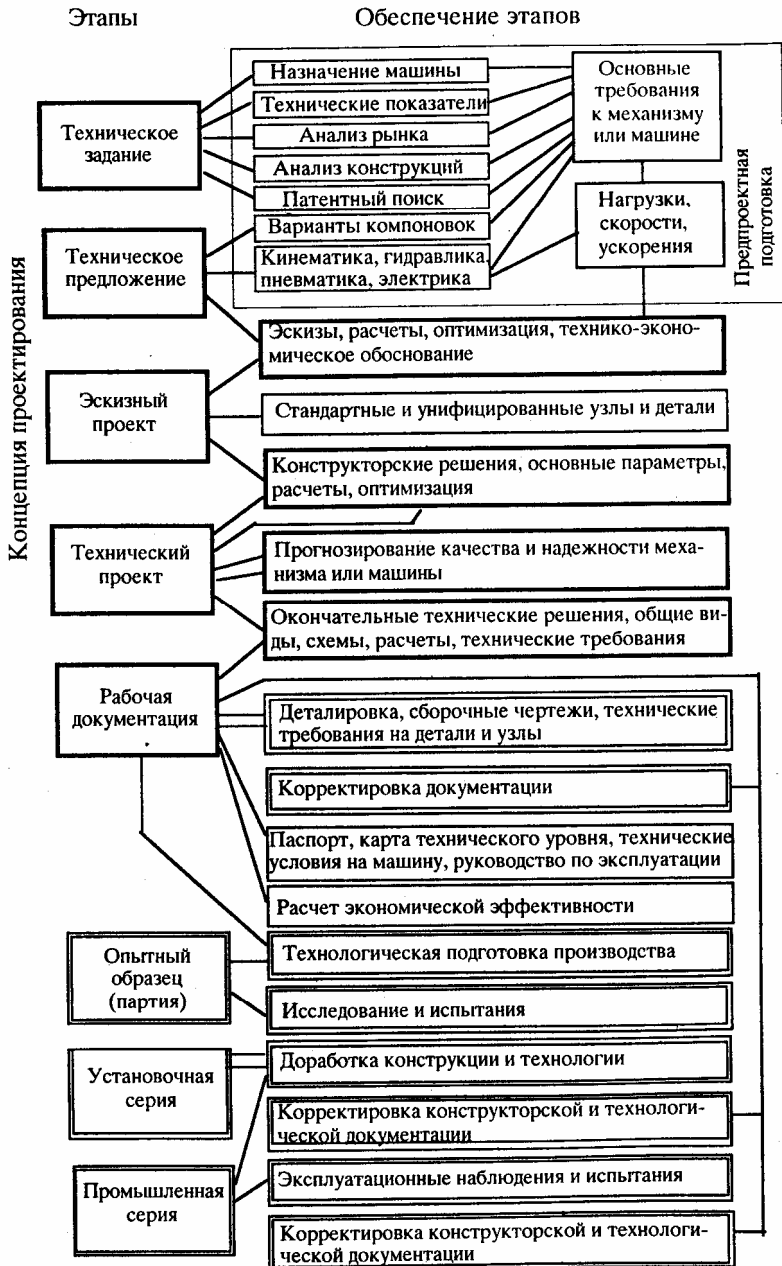


Рис. 1.1. Основные этапы проектирования

На следующем этапе (эскизное проектирование) выполняются проектные расчеты, определяющие основные геометрические параметры механизма и ориентировочные размеры основных деталей (зубчатых колес, валов и других), и разрабатывается эскизный чертеж проектируемого изделия (редуктора). При этом необходимо иметь в виду, что размеры некоторых элементов деталей (например, обода, диска, ступицы зубчатого колеса, литого корпуса и т.д.) очень часто определяются конструктивно, то есть по рекомендациям, составленным на основе опыта проектирования и изготовления подобных конструкций.

На параметры большинства деталей редукторов (подшипников качения, муфт, резьбовых и других соединений, зубчатых колес, смазочных устройств и т.п.) распространяются ГОСТы, ознакомление с которыми и их применение - одна из важнейших задач курсового проектирования.

Эскизный чертеж позволяет определить общие необходимые размеры, составить расчетные схемы нагрузок и выполнить проверочные расчеты валов, подшипников, шпоночных соединений и т.д. После проведения проверочных расчетов принимаются окончательные технические решения по размерам деталей и узлов.

В итоге разрабатывается технический проект редуктора, то есть выполняются чертежи его видов и отдельных узлов с окончательными конструктивными решениями и размерами.

Завершается курсовой проект разработкой рабочей документации, включающей, кроме сборочного чертежа, рабочие чертежи деталей (по указанию преподавателя), спецификацию сборочного чертежа и пояснительную записку.

Работа над проектом заканчивается его защитой. Сроки, место и порядок защиты курсового проекта определяются руководителем. В процессе защиты автор должен кратко доложить содержание и результаты выполненной работы, технические решения, принятые им в ходе проектирования, а также ответить на любые поставленные вопросы по существу теории и инженерной практики, использованные в защищаемом проекте.

1.3. Общие рекомендации по проектированию

Опыт проектирования машин и механизмов позволил выработать ряд общих рекомендаций, которые существенно облегчают работу начинающих конструкторов.

Так, использование стандартов и ведомственных нормативов позволяет снизить трудоемкость, стоимость и продолжительность проектирования механизма, машины. Одновременно упрощается и удешевляется изготовление, эксплуатация и ремонт готового изделия.

Использование как можно большего количества унифицированных деталей и узлов, материалов и типовых заготовок упрощает проектирование и удешевляет стоимость изделия в целом.

В процессе проектирования размеры, формы деталей и узлов следует принимать наиболее простыми. При этом необходимо стремиться к уменьшению размеров и массы изделия. Такие элементы детали, как паз, отверстие, выточка, буртик, уступ и другие должны иметь вполне определенное предназначение.

Учет технологии изготовления деталей способствует удобству сборки, разборки и регулировки редуктора, сокращению ручных операций по подготовке посадочных мест деталей. Например, зубчатое колесо можно изготовить ковкой, штамповкой, литьем или сваркой. Каждый из этих способов обладает как преимуществами, так и недостатками. Учесть эти факторы – задача проектировщика.

Рациональный выбор форм и размеров заготовок позволяет существенно сократить расход металла при изготовлении.

Для повышения твердости активных поверхностей деталей (элементов кинематических пар) следует применять различные способы их термической и термохимической обработки: улучшение, закалку, азотирование и т.п.

Предусмотренные в процессе проектирования устройства для подачи смазки к трущимся поверхностям, замены масел и контроля ее уровня обеспечивают долговечность механизма.

ГЛАВА 2 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДАХ

2.1. Классификация приводов

Современные машины имеют рабочие (технологические) органы и их привод.

Вид и конструкция рабочих органов определяются целевым назначением машины, ее местом в технологическом цикле производства.

Привод – это энергосиловое устройство, приводящее в движение машину или механизм. Иными словами, привод машины есть устройство, предназначенное для преобразования подводимой первичной энергии в механическую работу, выполняемую исполнительными органами машины, связанными с выходными звеньями привода [4, 7]. Он состоит обычно из источника энергии, передаточного механизма и аппаратуры управления (рис. 2.1).

Источником энергии служит двигатель (тепловой, электрический, пневматический, гидравлический и др.) или устройство, отдающее заранее накопленную механическую энергию (пружинный, инерционный, гиревой механизмы и другие). В некоторых случаях привод осуществляется за счет мускульной силы человека (например, в ручных лебедках, винтовых и реечных домкратах и т.п.).

По характеру распределения энергии различают групповой, индивидуальный и многодвигательный (взаимосвязанный) приводы.

СТРУКТУРА

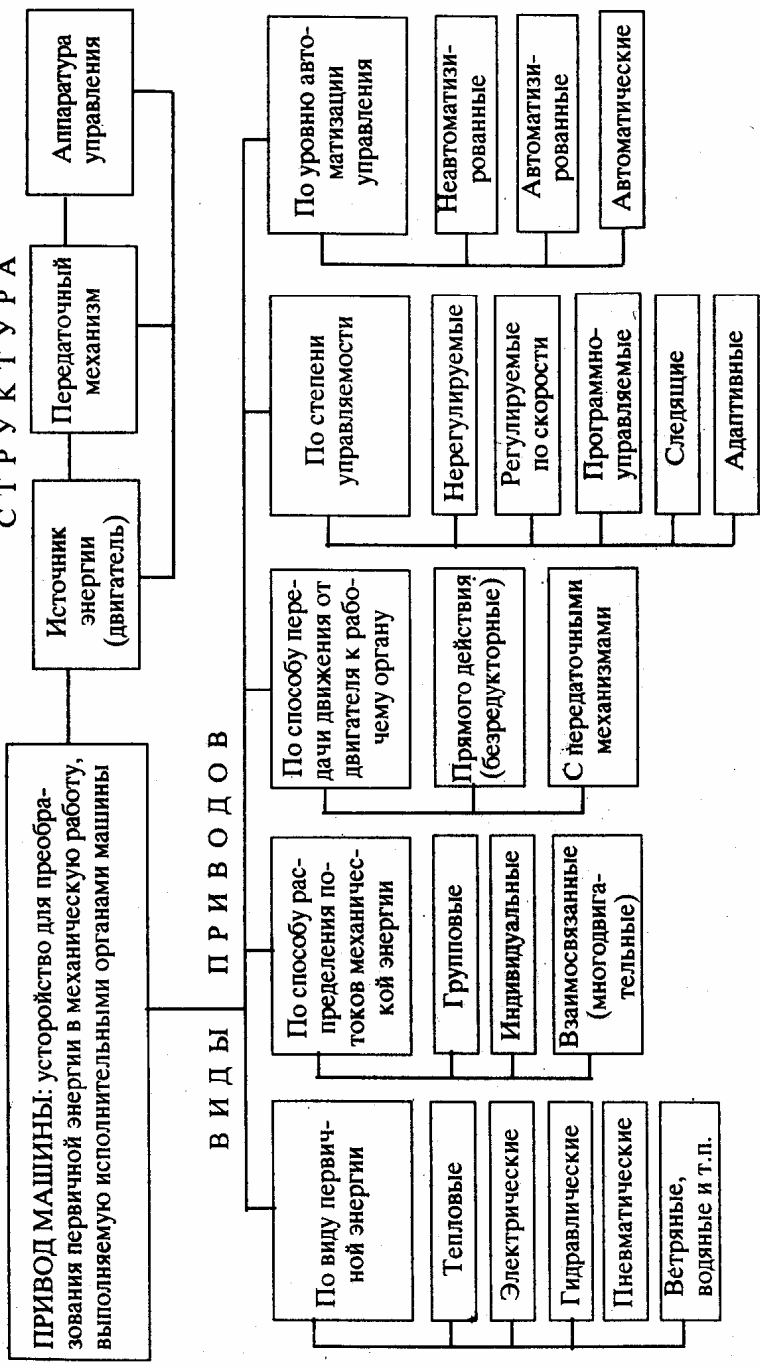


Рис. 2.1 Определение, структура и классификация приводов машин

В групповом приводе движение от одного двигателя передается группе рабочих машин или механизмов через одну или несколько трансмиссий. Из-за технического несовершенства (прежде всего - сложности трансмиссий) и низкого КПД групповой привод почти полностью вытеснен индивидуальным.

В индивидуальном приводе каждая рабочая машина имеет собственный двигатель с передачей. Такой привод позволяет работать при наиболее выгодной частоте вращения, производить быстрый пуск машины и ее торможение, осуществлять реверсирование движения. При этом существенно упрощается решение задач оптимизации режимов работы и автоматизации рабочих процессов. Характерным примером индивидуализации приводов может служить оборудование многих подъемно-транспортных машин, в которых приводы их передвижения, поворота, подъема и опускания груза и т.д. работают независимо друг от друга.

Взаимосвязанный привод состоит из двух или более связанных двигательных устройств, обеспечивающих выполнение одного движения. При наличии механической связи между двигательными устройствами такой привод называют **многодвигательным** /4/. Его применяют, например, в цепных конвейерах, в мощных поворотных механизмах (платформы экскаватора, шестерни винтового пресса и др.), где устанавливают два и более электродвигателей для равномерного распределения статических и динамических нагрузок, уменьшения мощности отдельного двигательного устройства. В строительных и дорожных машинах широко используются гидроприводы, когда из-за громоздкости и большой массы объекта технологии (поднимаемого груза, перемещаемого грунта и т.п.) устанавливаются несколько работающих параллельно гидроцилиндров.

По назначению приводы машины разделяются на **стационарные** (т.е. установленные на неподвижной раме или фундаменте); **передвижные**, используемые на движущихся рабочих машинах; **транспортные**, применяемые для различных транспортных средств.

В качестве стационарного привода наиболее распространен **электропривод**, в котором источником механической энергии является электродвигатель. Этот привод является наиболее эффективным (по КПД) и экономичным из всех видов приводов /4/.

На передвижных рабочих и транспортных машинах используются главным образом тепловые двигатели с непосредственной механической или электрической передачей.

В технических средствах ЖДВ достаточно широко распространены гидро- и пневмоприводы, в которых энергия насосов, компрессоров через рабочее тело (масло, сжатый воздух) преобразуется в механическую энергию, соответственно, гидро- и пневмодвигателями.

Для обеспечения сложных по режиму условий работы используются комбинированные приводы. Например, паровые турбины устанавливаются совместно с тепловыми двигателями или газовыми турбинами, гидропривод комбинируется с электроприводом и т.д.

По способу передачи движения от двигателя к рабочему органу машины различают приводы прямого действия (безредукторные) и приводы с передаточными механизмами. Преобладающее большинство приводов техники ЖДВ относится к последним, то есть имеют передаточные механизмы - как правило, редукторы.

По степени управляемости приводы принято делить на нерегулируемые, работающие на одной рабочей скорости; регулируемые по скорости - например, приводы с коробками передач; программно-управляемые - отработывающие заданные программы изменения скорости (характерный пример - станки с ЧПУ); следящие - для автоматической отработки перемещений рабочих органов машин с определенной точностью в соответствии с произвольно меняющимся задающим сигналом (последние поколения промышленных и боевых роботов); адаптивные - автоматически меняющие свои структуры и (или) параметры элементов привода в зависимости от условий работы (приводы промышленных и боевых роботов с системами управления на основе использования средств "искусственного интеллекта").

Наконец, по уровню автоматизации управления различают приводы: неавтоматизированные; автоматизированные - с автоматически регулируемыми параметрами при участии человека-оператора; автоматические - с автоматическим выбором управляющего воздействия без участия человека-оператора.

В курсовом проекте по дисциплине "Детали машин" разрабатываются неавтоматизированные, нерегулируемые и регулируемые по скорости, редукторные индивидуальные электроприводы типовых средств технического обеспечения ЖДВ.

Мощность привода определяется возможностями примененного в нем двигателя. Диапазон мощностей приводов современных машин очень широк: от десятков Мвт (привод гребных винтов, мощных насосов, вентиляторов аэрогидродинамических труб) до долей Вт (микропривод электроприборов).

В курсовом проекте по деталям машин используются в основном электродвигатели асинхронные трехфазные единой серии 4А, закрытые, обдуваемые номинальной мощностью от 0,55 до 315 кВт по ГОСТ 19523-81 (приложение 2). При необходимости, по согласованию с руководителем проекта, могут использоваться электродвигатели серии 4А с повышенным пусковым моментом или с повышенным скольжением, а также крановые электродвигатели различных серий [7].

Передачи (передаточные механизмы) в приводе машин выполняют с постоянным или регулируемым передаточным отношением. Наиболее часто в передаче используются: механизмы, сохраняющие постоянное передаточное отношение, - **редукторы** и **мультипликаторы** (соответственно понижающие и повышающие

частоту вращения); **коробки передач** (скоростей), позволяющие ступенчато изменять частоту вращения; **вариаторы**, обеспечивающие бесступенчатое регулирование числа оборотов и оптимальный скоростной режим; различные открытые передачи (ременные, цепные, зубчатые и другие).

Применяется также так называемый **встроенный привод**, целиком смонтированный в рабочем органе машины (электробараны ленточных конвейеров и грузо-подъемных машин, приводные ролики конвейеров, мотор-колеса мощных автомобилей и тягачей).

Кроме механических передач, в приводах средств технического обеспечения ЖДВ используются также электрические, гидравлические и другие передачи, которые подробно рассматриваются в курсах общеинженерных и специальных дисциплин.

Аппаратура управления привода служит для пуска, остановки, изменения направления вращения, регулирования скорости, торможения, защиты двигателей и механизмов машин от перегрузок и повреждений.

Системы управления привода могут быть **ручными** (рубильники, контроллеры), **полуавтоматическими** (кнопки, педали, путевые и конечные выключатели), **автоматическими** (механические и электрические реле или иные аппараты).

Аппаратура управления в курсе "Детали машин" подробно не изучается и не проектируется, так как является предметом изучения других учебных дисциплин – таких, например, как электротехника, гидравлика и гидропривод.

Основной составной частью большинства механизмов для передачи механической энергии является редуктор – механизм, состоящий из передач зацеплением (цилиндрических, конических, червячных) с постоянным передаточным числом, заключенный в закрытый корпус и работающий в масляной ванне.

Назначение редуктора – понижение частоты вращения и, соответственно, повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим.

В корпусе редуктора монтируются элементы передач – зубчатые (червячные) колеса, валы, подшипники, уплотнительные устройства и т.п.

В последнее время значительное распространение получили мотор-редукторы, которые более экономичны, чем высокомоментные электродвигатели, имеют более высокий КПД и пусковой момент /9/.

Редукторы широко применяются в приводах техники ЖДВ благодаря своим высоким технико-экономическим характеристикам, и число их разновидностей достаточно велико (см. Приложение 3).

Редукторы принято классифицировать по следующим признакам:

по типу передачи – на зубчатые, червячные или зубчато-червячные;

по числу ступеней – на одноступенчатые (когда передача осуществляется одной парой зубчатых колес), двух-, трех- и более ступенчатые;

по типу используемых в редукторе зубчатых колес – на цилиндрические (с прямыми, косыми или шевронными зубьями), в том числе планетарные, конические (с прямыми или криволинейными зубьями), коническо-цилиндрические, глобoidные, червячные, червячно-цилиндрические, цилиндро-червячные, волновые;

по расположению валов редуктора в пространстве – на горизонтальные, вертикальные, наклонные;

по особенностям кинематической схемы – на редукторы, выполненные по развернутой, соосной схеме или с раздвоенной ступенью.

Тип редуктора определяется составом передач, порядком их размещения в направлении от ведущего – быстроходного вала, обозначаемого на схемах буквой “Б”, к ведомому – тихоходному валу, обозначаемому буквой “Т” и положением зубчатых колес в пространстве.

Для обозначения передач используют большие буквы русского алфавита: Ц – цилиндрическая, К – коническая, Ч – червячная, П_з – планетарная зубчатая, В_з – волновая зубчатая. Если одинаковых передач две и более, то после буквы ставится соответствующая цифра. Широкий редуктор обозначается буквой – Ш, узкий – У, соосный – С. В начале обозначения мотор-редуктора добавляется буква – М.

Если все валы редуктора расположены в одной вертикальной плоскости, то к обозначению типа добавляется индекс В. Если ось тихоходного вала вертикальна, то добавляется индекс Т, если ось быстроходного вала вертикальна, – индекс Б.

Наиболее распространены редукторы с валами, расположенными в горизонтальной плоскости. У червячных редукторов они скрещиваются, оставаясь как правило горизонтальными.

Обозначение типоразмера редуктора складывается из его типа и главного параметра тихоходной ступени. Для передач цилиндрической и червячной главным параметром является межосевое расстояние a_w , мм; конической – внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм; планетарный – радиус водила R , мм; волновой – внутренний посадочный диаметр гибкого колеса в недеформируемом состоянии d , мм.

Под исполнением понимают передаточное число, формы концов валов и вариант сборки.

Пример условного сокращенного обозначения одноступенчатого цилиндрического редуктора с межосевым расстоянием 160 мм и передаточным числом 4: редуктор Ц-160-4. Для полного обозначения дополнительно после цифры 4 надо указать формы концов валов, климатические условия и номер ГОСТ.

Пример условного обозначения коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора с быстроходным вертикальным валом, с межосевым расстоянием тихоходной ступени 200 мм и передаточным числом 6,3: КЦ2ВБ-200-63.

Основная энергетическая характеристика редуктора – допускаемый вращающий момент T на его ведомом (тихоходном) валу при постоянной нагрузке.

Качество редуктора как законченного изделия машиностроения оценивается по критерию его **технического уровня** (КТУ). КТУ редуктора определяется относительной характеристикой, основанной на сопоставлении показателей, значимых для оценки технического совершенства редуктора, с соответствующими базовыми показателями существующих аналогов. К таким показателям могут относиться КПД редуктора, его материалоемкость, себестоимость изготовления, надежность и долговечность, эргономичность, безопасность и др. /4, 6/.

В курсовом проекте технический уровень редуктора Y_T рекомендуется оценивать отношением его массы в кг к вращающему моменту в Н·м на тихоходном валу:

$$Y_T = m / T_T \quad (2.1)$$

Массу m редуктора ориентировочно можно определить по формуле:

$$m = K_3 \cdot \rho \cdot V \cdot 10^{-9}, \quad (2.2)$$

где K_3 – коэффициент заполнения; $K_3 = 0,4 \dots 0,6$ (меньшие значения следует принимать для двух- и трехступенчатых редукторов, большие – для одноступенчатых редукторов с межосевым расстоянием $a_w \leq 100$ мм или $R_e \leq 100$ мм/10/);

$\rho \approx 7300$ кг/м³ – плотность чугуна;

$V = L \cdot B \cdot H$ – условный объем редуктора, мм³ (L , B и H – соответственно, габариты длины, ширины и высоты корпуса редуктора, мм).

Полученный результат следует сравнить с табличным (табл. 2.1) и сделать вывод о техническом уровне редуктора.

Таблица 2.1

К оценке технического уровня редуктора /8/

Y_T , кг/(Н·м)	Качественная оценка технического уровня
0,2	Низкий уровень; редуктор морально устарел
0,1 ... 0,2	Средний уровень; в большинстве случаев производство не оправдано
0,06 ... 0,1	Высокий уровень; редуктор соответствует современному мировому уровню
< 0,06	Высший уровень; редуктор соответствует рекордным образцам

При низком техническом уровне редуктора необходимо выяснить причины и принять меры по его повышению. Так как вращающий момент T_T для проектируемо-

го привода является практически заданным параметром, то основной мерой повышения технического уровня редуктора может быть снижение его массы, что в свою очередь достигается уменьшением габаритов редуктора, зависящих прежде всего от ~~главных параметров (межосевых расстояний, внешних конусных расстояний и т.п.)~~.

2.2 Основные типы редукторов

2.2.1. Цилиндрические редукторы

По области применения, масштабности и конструктивному исполнению эти редукторы делят на редукторы общего назначения и редукторы среднего и тяжелого машиностроения. К последним предъявляются требования высокой надежности и долговечности, поэтому они имеют более усиленную конструкцию по сравнению с редукторами общего назначения.

Цилиндрические редукторы могут быть как в горизонтальном, так и в вертикальном исполнении, а также в комбинации с планетарными, коническими и червячными передачами. По числу ступеней передач они изготавливаются одно-, двух-, трех- и многоступенчатыми и могут обеспечивать получение значительных передаточных чисел (до $U = 400$ и более) и большие вращающие моменты (до $T_T = 5 \cdot 10^4$ Н·м и более на тихоходном валу в зависимости от числа ступеней и исполнения редуктора). Для механизмов со сравнительно небольшими передаваемыми моментами (до $T_T = 1000$ Н·м) соосный редуктор и электродвигатель объединяют в один агрегат, который называется мотор-редуктор /1, 9/.

КПД серийно выпускаемых промышленностью редукторов достигает $\eta_{ред} = 0,96$ и более.

При передаче больших вращающих моментов, с целью снижения массы и габаритных размеров редукторов, их выполняют с разделением момента внутри редуктора.

В зависимости от ширины колес цилиндрические редукторы делятся на узкий (У) и широкий (Ш) типы. В узких типах редукторов ширина зубчатых колес составляет (0,2 ... 0,4) α_w , а в широких (0,5 ... 1,2) α_w и более от величины межосевого расстояния.

Зубчатые колеса цилиндрических редукторов могут быть прямозубыми, косозубыми и шевронными.

Цилиндрические одноступенчатые редукторы

Цилиндрические одноступенчатые редукторы (Ц) бывают горизонтальными (рис. 2.2, а, б, в, г), вертикальными (рис. 2.2, д, е) и с вертикальными валами (рис. 2.2, ж).

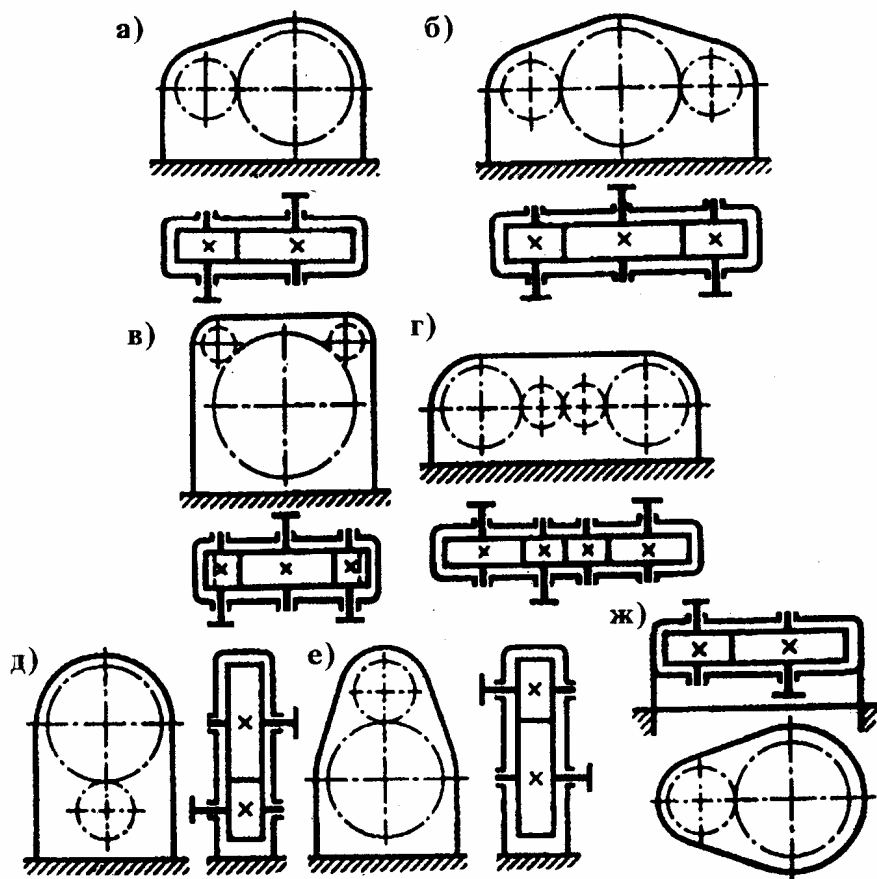


Рис. 2.2. Кинематические схемы цилиндрических одноступенчатых редукторов (Ц)

Компоновочные возможности их достаточно ограничены и сводятся, в основном, к модификациям расположения осей валов в пространстве. Кроме того, возможно использование кинематических схем таких редукторов в двухдвигательных приводах (рис. 2.2, б, в) и с разделением потока мощности (вращающего момента) на два тихоходных вала (рис. 2.2, г).

Зацепление в большинстве случаев косозубое ($\beta = 8^\circ \dots 22^\circ$), реже – прямозубое и шевронное. Диапазон передаточных чисел принимается из стандартного ряда $U = 2 \dots 6,3$ (табл. 2.2).

Передаточные числа цилиндрических одноступенчатых редукторов /1/

1 ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2 ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	–

Примечания: 1. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

2. Допускаемое отклонение действительных чисел от номинальных значений $\pm 4\%$.

Выбор конкретной компоновочной схемы редуктора обусловлен характером общей компоновки привода, прежде всего - относительным расположением двигателя и рабочей машины.

Цилиндрические двухступенчатые редукторы

Цилиндрические двухступенчатые редукторы (Ц2) выполняются по развернутой (рис. 2.3, а, б, д-и), раздвоенной (рис. 2.3, в, г) или соосной (рис. 2.3, к-м) схемам. Они имеют колеса как с прямыми, так и с косыми зубьями. Для повышения плавности хода и уменьшения виброшумов, быстроходную ступень таких редукторов часто делают косозубой, а тихоходную – прямозубой. Диапазон общих передаточных чисел составляет $U = 6,3 \dots 63$ (для соосных $U = 8 \dots 50$), при этом рекомендуется использовать $U = 8 \dots 40$ (табл. 2.3). Предпочтение рядов и допускаемое отклонение передаточных чисел - те же, что и для одноступенчатых редукторов.

Таблица 2.3

Рекомендуемые общие передаточные числа двухступенчатых цилиндрических редукторов /1, 8, 9/

1 ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40
2 ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	–

Наиболее распространена развернутая схема горизонтального редуктора (рис. 2.3, а, б). Ее преимущества: малая ширина; высокая технологичность; допускает простую унификацию с редукторами других типов. Недостатки: несимметричное расположение опор относительно зубчатых колес вызывает неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов, и как следствие, – повышенную концентрацию напряжений.

Схемы редукторов с раздвоенной быстроходной ступенью показаны на рис. 2.3 (в, г).

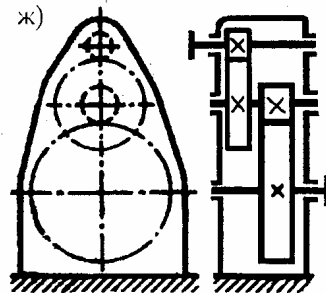
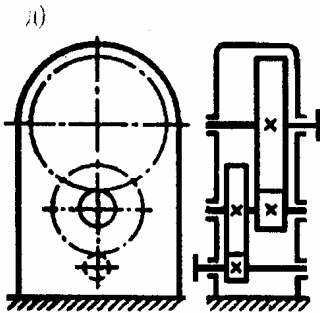
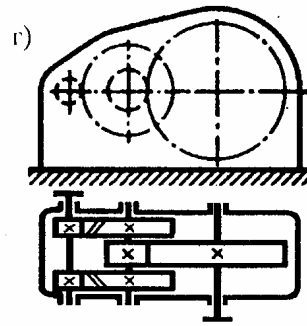
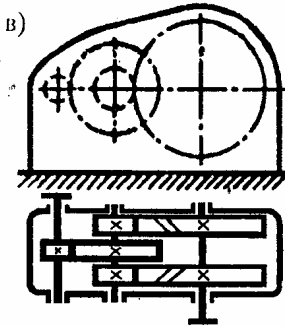
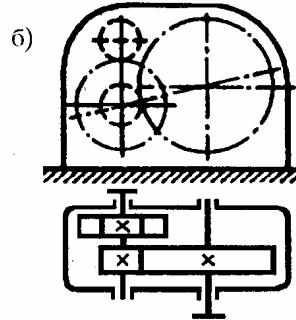
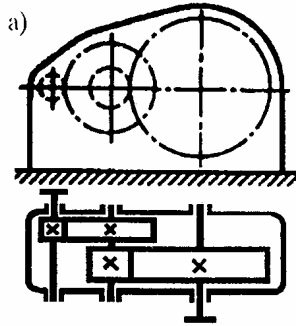


Рис. 2.3. Кинематические схемы цилиндрических двухступенчатых редукторов (Ц2)

Эти редукторы легче редукторов с развернутой схемой, но увеличивается их ширина. Быстроходная либо тихоходная ступень представляет собой разнесенный шеврон ($\beta = 25^\circ \dots 45^\circ$); другие ступени – прямозубую или косозубую передачи ($\beta = 8^\circ \dots 22^\circ$), а при значительных нагрузках – шевронную. Преимущества: улучшается распределение нагрузки по длине зуба; уменьшаются габариты, так как мощность с быстроходного вала передается на тихоходный двумя потоками.

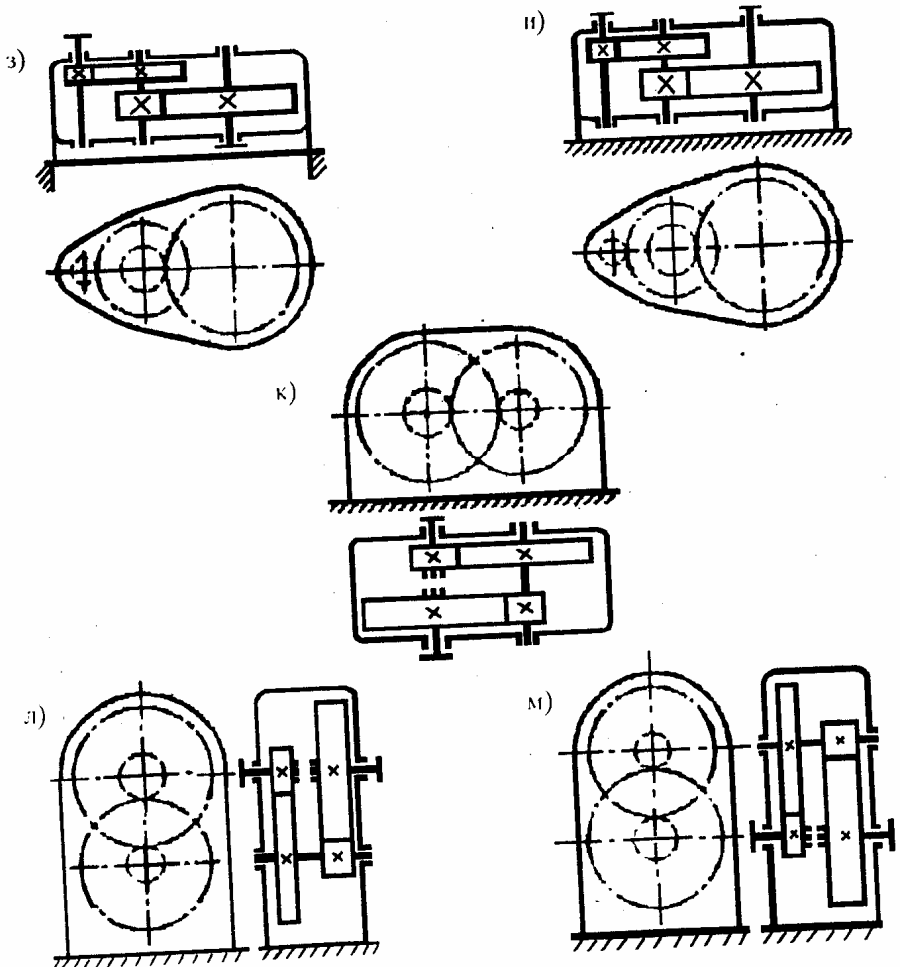


Рис. 2.3. (продолжение) Кинематические схемы цилиндрических двухступенчатых редукторов (Ц2)

По условию компоновки приводов иногда возникает необходимость выполнять геометрические оси ведущего и ведомого валов редуктора совпадающими; такие редукторы называют **соосными**. На рис. 2.3 (и-л) показаны схемы двухступенчатых соосных редукторов, которые по габаритам и массе близки к редуктору с раздвоенной схемой, что во многих случаях позволяет получить удачную общую компоновку привода, примерно на 25% большее передаточное число, но вследствие необходимости размещения подшипников валов внутри корпуса имеют увеличительную ширину и усложненную конструкцию корпуса.

Межосевое расстояние быстроходной ступени в соосных редукторах равно межосевому расстоянию тихоходной, поэтому расчет передач ведут по тихоходной ступени, так как нагрузка в ней оказывается значительно выше, чем в быстроходной. По этой причине быстроходная ступень иногда бывает недогружена.

Цилиндрические трехступенчатые редукторы (ЦЗ)

Эти редукторы выполняют преимущественно на базе развернутой и раздвоенной схем и могут быть как горизонтальными (рис. 2.4, а-г), так и вертикальными (рис. 2.4, д). В трехступенчатых редукторах малых типоразмеров используют несимметричное расположение колес относительно опор (рис. 2.4, а-в), а в крупных – только симметричное (рис. 2.4, г), что обеспечивает равномерное распределение нагрузки на опоры валов. В зависимости от окружной скорости, назначения и режима работы машины или механизма применяются прямозубые, косозубые или шевронные передачи.

При развернутой схеме (рис. 2.4, а, в, д) оси валов часто располагают в одной плоскости разъема. Такой подход технологичен, но увеличивается длина и масса редуктора. Расположение быстроходной ступени вниз под углом к плоскости разъема (рис. 2.4, б) усложняет конструкцию, но позволяет уменьшить размеры и массу редуктора.

Цилиндрические трехступенчатые редукторы, выполненные по развернутой схеме, используют в приводах многих образцов техники ЖДВ (см. Приложение 3).

На основе опыта проектирования и эксплуатации таких редукторов установлен рекомендуемый диапазон передаточных чисел ($U = 31,5 \dots 180$), табл. 2.4.

Таблица 2.4

Рекомендуемые общие передаточные числа
цилиндрических трехступенчатых редукторов

1 ряд	31,5	–	40	–	50	–	63	–
2 ряд	–	35,5	–	45	–	56	–	71
1 ряд	80	–	100	–	125	–	160	–
2 ряд	–	90	–	112	–	140	–	180

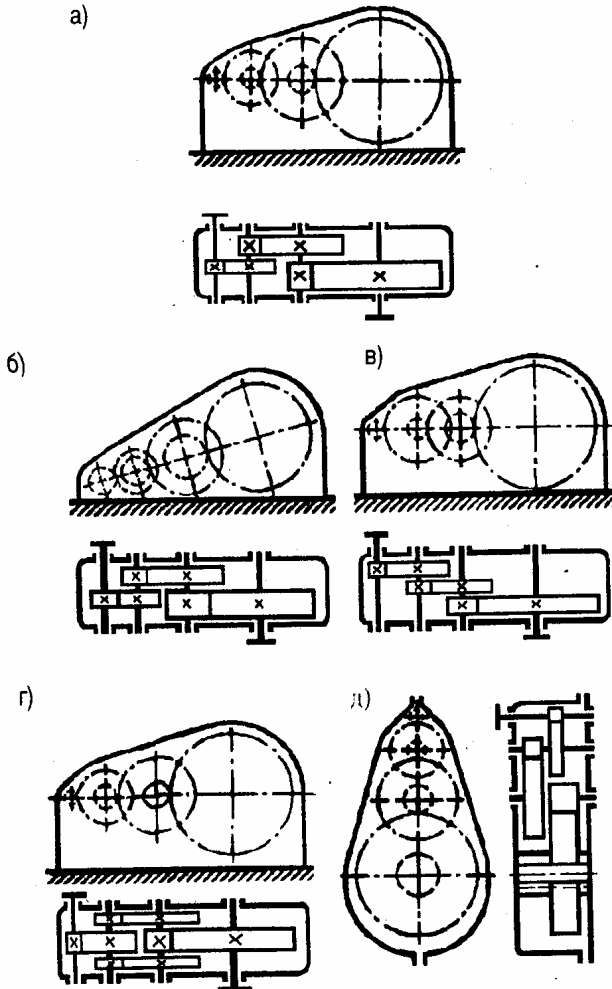


Рис. 2.4. Кинематические схемы цилиндрических трехступенчатых редукторов (ЦЗ)

Цилиндрические многоступенчатые редукторы

Редукторы с числом ступеней более трех применяют сравнительно редко (1% от общей потребности).

Многоступенчатые редукторы конструктивно оформляют по типу трехступенчатых. Возможны два исполнения: с несимметричным и симметричным расположением зубчатых передач.

Рекомендуемый диапазон передаточных чисел для четырехступенчатых редукторов составляет $U = 360 \dots 800$.

2.2.2. Планетарные редукторы

Редукторы с зубчатыми передачами, в которых имеются колеса с перемещающимися осями, называются **планетарными**. Планетарные передачи позволяют получить сравнительно большие передаточные числа редукторов при малом числе зубчатых колес (рис. 2.5; 2.6).

а)

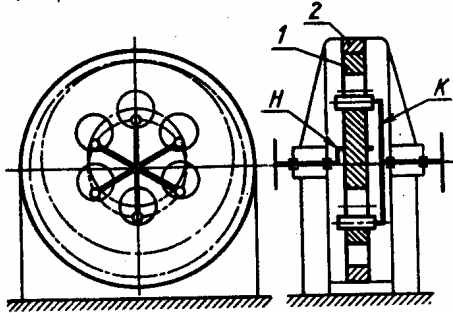


Рис. 2.5 (а). Кинематическая схема планетарного одноступенчатого редуктора с ведущим водилом: валы расположены параллельно установочной плоскости корпуса.

Водило H – ведущее, вал с кривошипами 2 – ведомый, центральное колесо 1 закреплено в корпусе:

$$\text{передаточное число } U = - \frac{z_1}{z_2 - z_1}. \text{ Ведущий и ведомый валы вращаются в разные стороны.}$$

б)

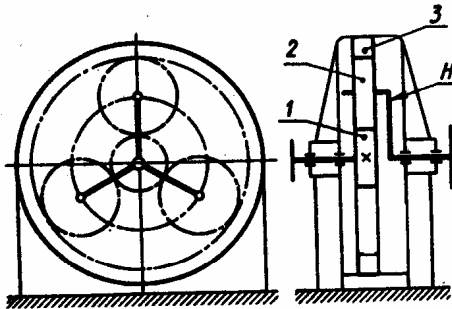


Рис. 2.5 (б). Кинематическая схема планетарного одноступенчатого редуктора с ведомым водилом:

валы расположены параллельно установочной плоскости корпуса.

Центральное колесо 1 – ведущее, водило H – ведомое. Центральное колесо 3 закреплено в корпусе.

Передаточное число $U = 1 + \frac{z_3}{z_1}$. Ведущий и ведомый валы вращаются в одну сторону.

а)

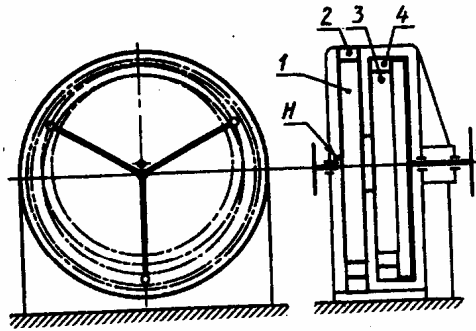


Рис. 2.6 (а). Кинематическая схема планетарного двухступенчатого редуктора с ведущим водилом:

валы расположены параллельно установочной плоскости корпуса.

Водило H – ведущее. Центральное колесо 4 – ведомое, центральное колесо 2 закреплено в корпусе, колеса 1 и 3 жестко соединены между собой.

Передаточное число $U = 1 / \left(1 - \frac{z_3 \cdot z_2}{z_4 \cdot z_1} \right)$. Ведущий и ведомый валы вращаются при $D_3 < D_2$ в одну сторону; при $D_3 > D_2$ в противоположные стороны.

б)

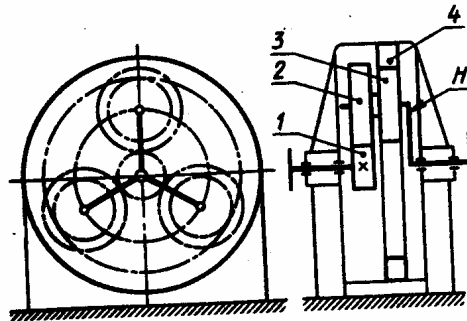


Рис. 2.6 (б). Кинематическая схема планетарного двухступенчатого редуктора с ведомым водилом:

валы расположены параллельно установочной плоскости корпуса.

Центральное колесо 1 – ведущее, водило H – ведомое. Центральное колесо 4 закреплено в корпусе. Колеса 2 и 3 жестко соединены между собой. Передаточное число $U = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$

Ведущий и ведомый валы вращаются в одну сторону.

Габариты и масса планетарных редукторов меньше, чем габариты обычных цилиндрических редукторов при одинаковых передаточных числах и нагрузках. Снижение массы (обычно в 2 ... 4 раза и более) достигается за счет распределения нагрузки между сателлитами. Поэтому нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз. Применение зубчатых колес с внутренним зацеплением позволяет увеличить нагрузочную способность и уменьшить нагрузки на опоры. Передаваемый момент достигает 4 000 кНм. При симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравниваются. Планетарные редукторы работают с меньшим шумом, что связано с повышенной плавностью внутреннего зацепления и меньшими размерами колес.

К недостаткам планетарных редукторов можно отнести повышенные требования к точности изготовления и монтажа планетарных передач, а также существенное снижение КПД с увеличением передаточного числа.

Основные параметры планетарных редукторов определяет ГОСТ 25022-81. Он распространяется на одно-, двух- и трехступенчатые планетарные редукторы общемашиностроительного применения. В этих редукторах центральное колесо (с внутренними зубьями) или водило не вращается. В качестве определяющего размера для планетарных редукторов принимается делительный диаметр центрального колеса с внутренними зубьями или радиус расположения осей сателлитов.

Номинальные значения передаточных отношений (передаточных чисел) рекомендуется выбирать в диапазоне значений $U = 3,15 \dots 12,5$ в одной ступени. Фактические значения передаточных отношений редукторов не должны отличаться от номинальных более чем на 4% – для одноступенчатых, 5% – для двухступенчатых и 6,3% – для трехступенчатых.

В зависимости от требуемого передаточного числа редукторы могут быть одно-, двух-, трех- и многопоточными. Согласно кинематической схеме привода планетарные передачи могут быть объединены в одном корпусе с цилиндрическими, коническими и червячными передачами. По расположению валов планетарные редукторы делятся на горизонтальные и вертикальные.

Редукторы планетарные зубчатые одноступенчатые (рис. 2.5) горизонтального исполнения обеспечивают изменение вращающего момента от 125 до 31 500 Н·м с передаточным числом от 6,3 до 12,5.

Редукторы планетарные зубчатые двухступенчатые (рис. 2.6) позволяют передать вращающий момент тихоходному валу от 125 до 31 500 Н·м при передаточных числах $U = 25 \dots 125$.

2.2.3. Волновые редукторы

В волновых редукторах передача вращательного движения осуществляется посредством бегущей волновой деформации одного из зубчатых колес.

Принцип волновых передач заключается в многопарности зацепления зубьев, которая определяет следующие достоинства этих передач: большой диапазон передаточных чисел в одной ступени $U = 63 \dots 400$ (рекомендуется $U = 80 \dots 315$); малая масса и высокая нагрузочная способность при небольших габаритах; по сравнению с планетарной передачей число деталей меньше в несколько раз, а стоимость снижается примерно в два раза; малые нагрузки на валы и опоры вследствие симметричной конструкции; достаточно высокий КПД ($\eta = 0,9$ при $U = 100$); высокие демпфирующие способности; малый шум при работе; возможность передачи движения в герметизированное пространство без применения уплотнений.

На волновые редукторы разработан стандартный ряд, который содержит 11 типоразмеров, в каждом из которых от 4 до 7 передаточных отношений, получаемых за счет изменения модуля и числа зубьев.

Диапазон передаваемых вращающих моментов $30 \dots 30\,000$ Н·м, мощностей $P = 0,085 \dots 48$ кВт.

Для одноступенчатых волновых редукторов общего назначения типоразмеров В₃-50 ... В₃-315 (здесь В обозначает зубчатый волновой редуктор, а цифры через дефис – внутренний диаметр гибкого колеса, мм) с вращающим моментом на ведомом валу $T_T = 22,4 \dots 6\,300$ Н·м и передаточным числом $U = 80 \dots 315$ имеется ГОСТ 23108-78, который и регламентирует основные параметры. На рис. 2.7 приведена типовая кинематическая схема волнового зубчатого редуктора

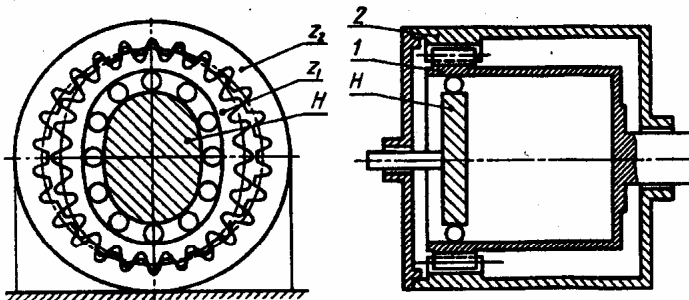


Рис. 2.7. Кинематическая схема волнового зубчатого редуктора

Генератор волн Н (кулачок и подшипник с гибкими кольцами) – ведущий, колесо 1 с гибким венцом –

ведомое, колесо 2 закреплено в корпусе. Передаточное число:
$$U = \frac{z_1}{z_2 - z_1}$$

2.2.4. Коробки передач

Коробки передач позволяют изменять частоту вращения выходного вала ступенчато. Они классифицируются по способу переключения передач, по числу ступеней и валов. Различают коробки с передвижными зубчатыми колесами, муфтами, сменными зубчатыми колесами, двухвальными и многовальными.

Основные требования, предъявляемые к коробкам передач: обеспечить заданный ряд частот вращения ведомого вала, высокий КПД, малые габариты, легкость управления, сборки и регулировки.

Коробки передач широко применяются в металлорежущих станках (коробки скоростей, коробка передач), в приводах ведущих колес автомобилей и других транспортных средств, работающих от двигателя внутреннего сгорания и т.п. Использование коробки передач позволяет получить достаточный момент на колесах, рациональные режимы работы двигателя при различных скоростях движения, а также обеспечивает задний ход.

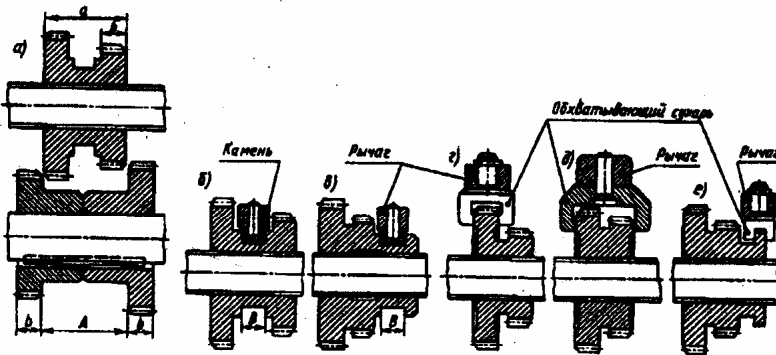
Конструкция коробки передач зависит от ее назначения, способа переключения передачи, передаваемой мощности, числа скоростей, диапазона регулирования. Для мультипликаторных передач обычно принимают передаточное отношение не менее $1/2$, для редукторных – не более 4, число передач между валами не более 6 ... 8.

На рис. 2.8 приведены схемы расположения зубчатых колес в коробках передач.

Варианты конструктивного исполнения передвижных блоков зубчатых колес:

а)

передвижение рычагом



$$A = a + (2 \dots 4) \text{ мм}$$

Размер "В" выбирают по камню

а) передвижение ползуном

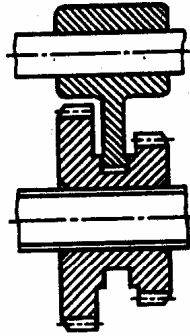
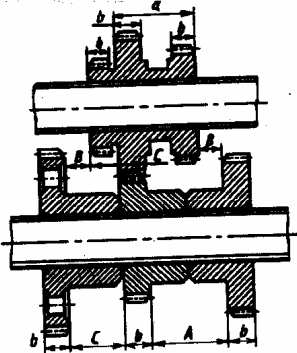


Рис. 2.8 (а). Схема расположения зубчатых колес в коробках передач для двухступенчатых коробок

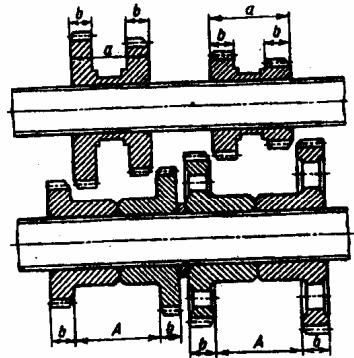
б)



$$A = a + (2 \dots 4) \text{ мм} \quad C = c + (2 \dots 4) \text{ мм}$$

$$B = b + (1 \dots 4) \text{ мм}$$

в)



$$A = a + (2 \dots 4) \text{ мм}$$

Рис. 2.8 (б, в). Схема расположения зубчатых колес в коробках передач:
б) для трехступенчатых коробок;
в) для четырехступенчатых коробок

Мотор-редуктор представляет собой устройство, в котором конструктивно объединены любой тип редукторов и электродвигатель. На рис. 2.9 показан общий вид мотор-редуктора, включающего редуктор 1 и фланцевый электродвигатель 2, присоединенный винтами к корпусу редуктора. Такая компоновка привода получает все более широкое распространение, так как обладает рядом преимуществ: небольшими габаритными размерами и массой; возможностью достижения большей, чем в других схемах привода, точности расположения вала электродвигателя.

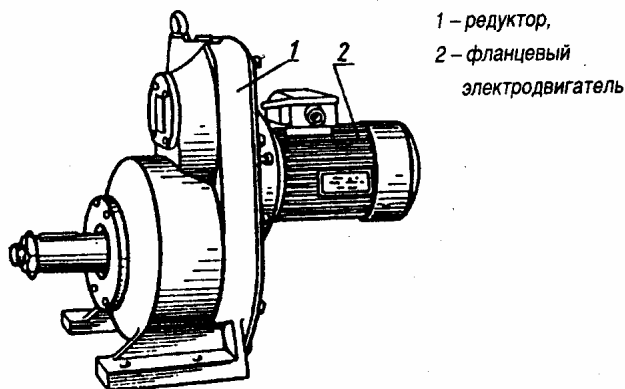


Рис. 2.9. Общий вид мотор-редуктора

2.2.5. Конические редукторы

Конические редукторы применяются в тех случаях, когда по условиям компоновки привода необходимо иметь оси валов редуктора пересекающимися. Межосевой угол обычно составляет 90° . Конические колеса выполняются с прямыми, тангенциальными и круговыми зубьями. Выбор типа зубьев определяется окружной скоростью зубчатых колес. Предпочтительными для применения являются колеса с круговыми зубьями. Колесо обычно располагают между опорами, а шестерню – консольно. Конические передачи несколько сложнее в изготовлении и монтаже, чем цилиндрические.

Конические одноступенчатые редукторы (К)

На рис. 2.10 приведены схемы конических одноступенчатых редукторов с различным положением шестерни и колеса. Наиболее распространенный тип конического одноступенчатого редуктора показан на рис. 2.10, а. На рис. 2.10, б приведена схема конического одноступенчатого редуктора с вертикально расположенным тихоходным валом.

Передаточное число одноступенчатых конических редукторов находится в диапазоне $U_{ред} = 1 \dots 6,3$, но обычно не выше 5 (табл. 2.5).

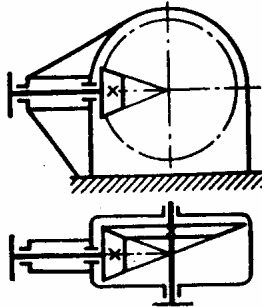
При передаточных числах от 1 до 2,5 применяется узкий тип редукторов, в которых ширина колеса равна $0,3 \dots 0,4 R_e$ (где R_e – внешнее конусное расстояние); а при передаточных числах от 3 до 5 – широкий тип редукторов с шириной колеса $0,25 R_e$. При этом число зубьев шестерен в редукторах узкого типа рекомендуется выбирать от 20 до 23, а в редукторах широкого типа – от 25 до 28.

Рекомендуемые передаточные числа для конических одноступенчатых редукторов

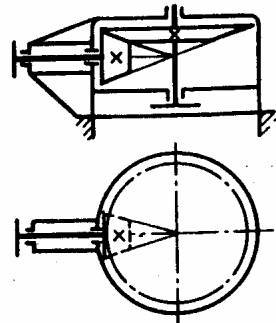
1 ряд	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30
2 ряд	1,12	1,40	1,80	2,24	2,80	3,55	4,50	5,60	—

Примечания: 1. Значения 1 ряда следует предпочитать значениям 2 ряда.
2. Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 3%.

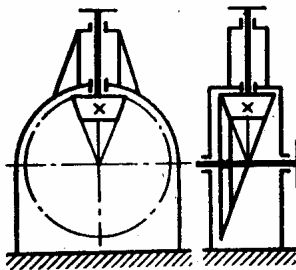
а)



б)



в)



г)

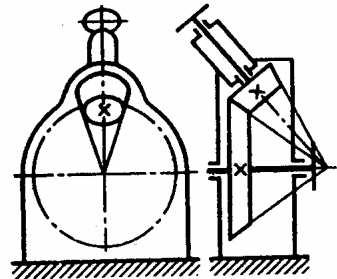


Рис. 2.10. Кинематические схемы конических одноступенчатых редукторов.

а – с горизонтальным расположением тихоходного вала;

б – с вертикальным расположением тихоходного вала;

в – с вертикальным расположением быстроходного вала;

г – с наклонным расположением быстроходного вала

Коническо-цилиндрические редукторы

Эти редукторы применяются в приводах транспортеров, питателей в механизмах передвижения и поворота различных кранов. Компонировочные возможности их очень велики, кроме того, они могут выполняться двух-, трех- и многоступенчатыми. Независимо от компоновки и числа ступеней редуктора быстроходная ступень выполняется конической, а последующие – цилиндрическими. При этом параметры конической и цилиндрической передач аналогичны, соответственно, параметрам конического узкого редуктора и цилиндрических редукторов с развернутой схемой. Ширина обода конических колес может составлять 0,2 ... 0,3 длины образующей начального конуса, а ширину цилиндрических колес принимают равной 0,4 соответствующего межосевого расстояния. Номинальные передаточные числа КЦ: 0,6; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 31,5; 40,0.

Двухступенчатые редукторы (КЦ1)

Диапазон передаточных чисел коническо-цилиндрических двухступенчатых редукторов может быть в пределах $U = 6 \dots 40$, но рекомендуется принимать $U = 8 \dots 31,5$.

Редукторы этого типа используют, например, в механизме передвижения крана КС 4362.

На рис. 2.11 приведены кинематические схемы коническо-цилиндрических двухступенчатых редукторов.

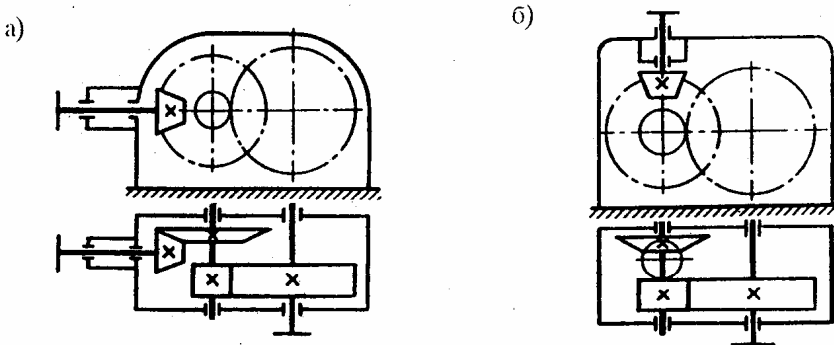


Рис. 2.11. Кинематические схемы коническо-цилиндрических двухступенчатых редукторов (КЦ1)

а – с горизонтальным расположением ведущего вала (основная схема);

б – с вертикальным расположением ведущего вала.

Трехступенчатые редукторы (КЦ2)

Диапазон передаточных чисел этих редукторов составляет $U = 40 \dots 320$, но рекомендуется выбирать $U = 25 \dots 140$. Компоновочные возможности коническо-цилиндрических трехступенчатых редукторов еще больше, чем двухступенчатых. На рис. 2.12 приведены две кинематические схемы этих редукторов.

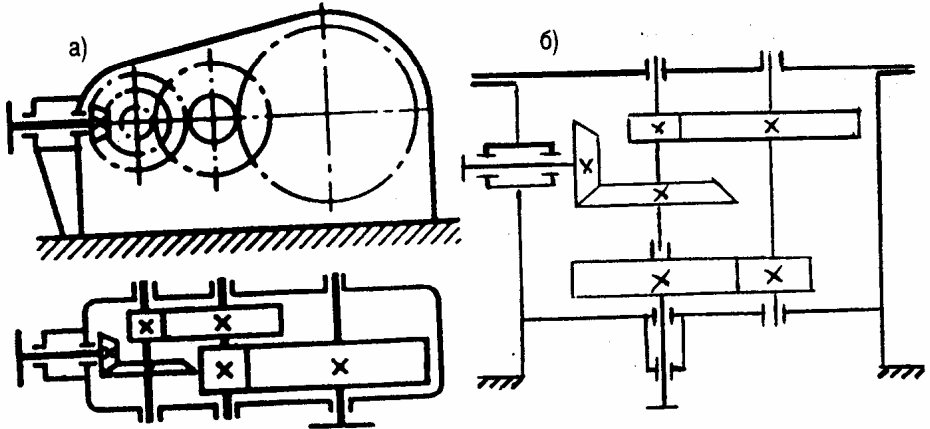


Рис. 2.12. Кинематические схемы коническо-цилиндрических трехступенчатых редукторов (КЦ2)

а – с горизонтальным расположением ведущего вала (основная схема);
б – с вертикальным промежуточным и тихоходными валами.

2.2.6. Червячные редукторы

Червячные редукторы широко используются в кинематических схемах управления машинами и агрегатами, а также в лебедках различных типов, механизмах поворота кранов (например, КС-251Д и КС-256Е и т.п.).

Их применяют для передачи движения между валами, оси которых скрещиваются под углом 90° и чаще всего в приводах машин и механизмов, работающих в кратковременном или в среднем временном режиме при передаваемых мощностях до 50 кВт. КПД червячных редукторов $\eta = 0,7 \dots 0,9$.

По расположению червяка относительно колеса червячные редукторы делятся на редукторы с верхним и боковым (горизонтальным или вертикальным) расположением червяка. Выбор конструкции червячного редуктора обычно диктуется условиями компоновки привода в целом.

В зависимости от требуемого передаточного числа и передаваемого момента, червячные редукторы могут выполняться одно-, двухступенчатыми или с приводом от двух червяков на одно колесо, что уменьшает габаритные размеры и массу редуктора.

Червячные передачи в комбинации с цилиндрическими передачами могут быть выполнены в виде червячно-цилиндрических или цилиндروحервячных редукторов. Червячные передачи также удачно компонуются в одном корпусе с планетарными и коническими передачами.

Червячные одноступенчатые редукторы

Червячные редукторы при одноступенчатом исполнении имеют диапазон передаточных чисел $U = 8 \dots 80$, рекомендуется $U = 8 \dots 63$ (табл. 2.6).

Компоновочные варианты расположения червячной пары в этих редукторах показаны на рис. 2.13.

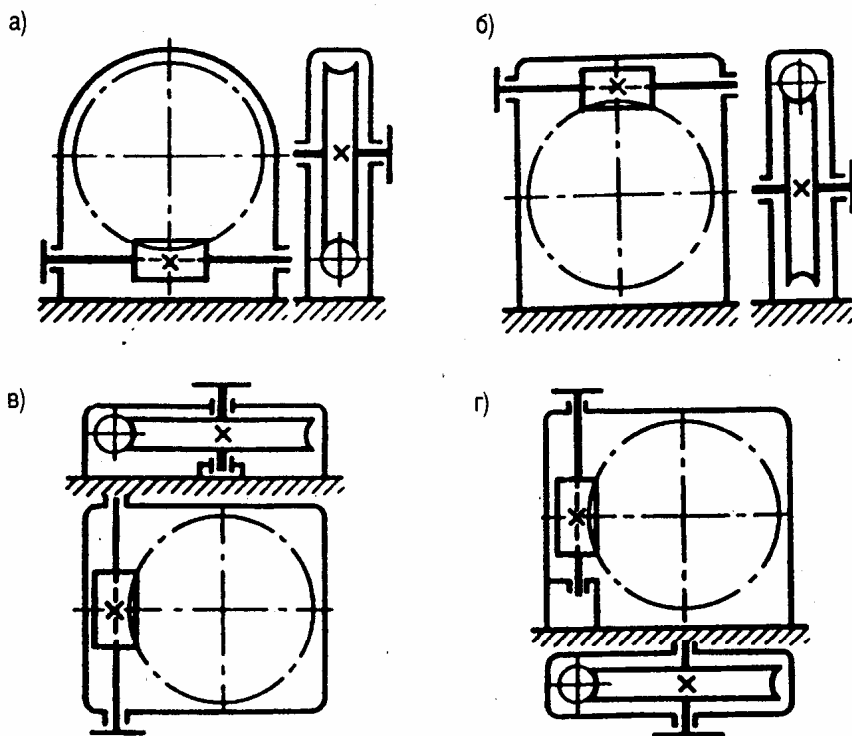


Рис. 2.13. Кинематические схемы червячных одноступенчатых редукторов с расположением червяка:

- а* – с нижним расположением червяка;
- б* – с верхним расположением червяка;
- в* – с боковым расположением червяка;
- г* – с вертикальным расположением червяка.

Передаточные числа червячных одноступенчатых редукторов

1 ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
2 ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	—

Примечания: 1. Значения 1 ряда следует предпочитать значениям 2 ряда.

2. Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 3%.

Червячные одноступенчатые редукторы с межосевым расстоянием от 40 до 160 мм выполняются обычно с безразъемным корпусом. Редукторы с межосевым расстоянием свыше 160 мм имеют одну плоскость разъема как при верхнем, так и при нижнем расположении червяка. Разъем корпуса делается в горизонтальной плоскости по оси червячного колеса.

Червячные двухступенчатые редукторы

Эти редукторы применяют в приводах тихоходных рабочих машин. Исходя из условий прочности и допускаемой деформации червяков рекомендуемый диапазон передаточных чисел $U = 63 \dots 2000$.

Кинематические схемы червячных двухступенчатых редукторов представлены на рис. 2.14. Не рекомендуется исполнение червячного двухступенчатого редуктора в одном корпусе и предлагается компоновка из двух одноступенчатых редукторов, что позволяет использовать крупносерийные одноступенчатые редукторы.

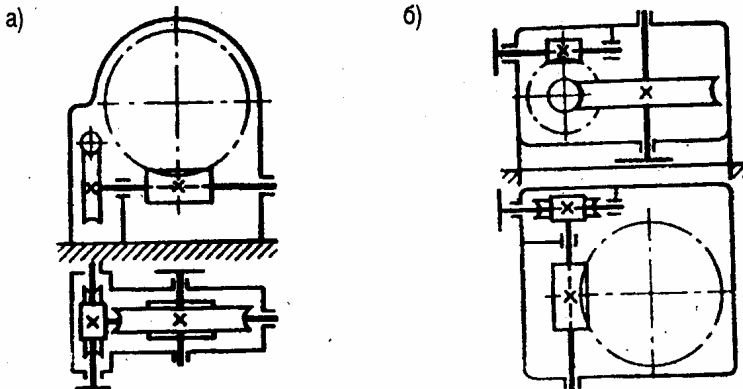


Рис. 2.14. Кинематические схемы червячных двухступенчатых редукторов:

а – оси быстроходного и тихоходного валов параллельны между собой, а вал червяка тихоходной ступени расположен под колесом;

б – ось быстроходного вала параллельна, а ось тихоходного вала перпендикулярна основанию редуктора

Червячно-цилиндрические и цилиндروحервячные редукторы (ЧЦ, ЦЧ)

Оба типа названного редуктора имеют ортогональное расположение быстроходного и тихоходного валов и близкие компоновочные схемы (рис. 2.15).

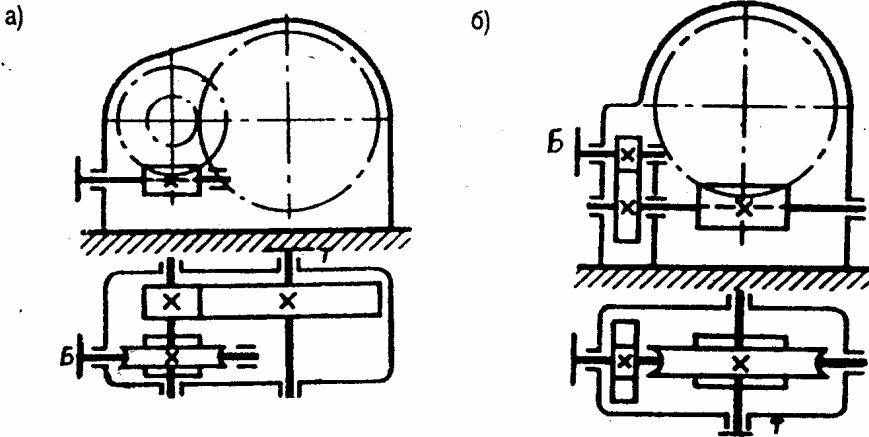


Рис. 2.15. Кинематические схемы редукторов

а – червячно-цилиндрического;

б – цилиндروحервячного

Червячно-цилиндрические редукторы (рис. 2.15, а) могут выполняться с нижним, верхним и боковым расположением червяка. Они имеют червячную быстроходную ступень с обычными для нее параметрами и одну (ЧЦ) или две (ЧЦ2) цилиндрические ступени с параметрами цилиндрического редуктора развернутой схемы. Диапазон передаточных чисел $U = 50 \dots 300$.

По габаритам и массе эти редукторы меньше, чем трехступенчатые цилиндрические или коническо-цилиндрические редукторы и находят применение, например, в механизмах некоторых приводов техники ЖДВ (см. Приложение 3).

Цилинروحервячные редукторы (ЦЧ) выполняют двухступенчатыми (рис. 2.15, б). Диапазон их передаточных чисел ($U = 50 \dots 150$) меньше, чем у червячно-цилиндрических. Передаточное число цилиндрической передачи рекомендуется принимать от 2 до 4.

Цилинروحервячные редукторы могут иметь разъемный корпус для цилиндрической передачи и в этом случае используется нормальный корпус червячного одноступенчатого редуктора.

ГЛАВА 3 ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

3.1. Выбор электродвигателя

Первой и очень важной инженерной задачей курсового проекта является выбор электродвигателя, так как результаты решения этой задачи представляют собой исходные данные для последующих расчетов. Решение задачи по выбору электродвигателя рекомендуется выполнять в такой последовательности:

1. Рассчитать общий КПД привода:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n, \quad (3.1)$$

где $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$ — КПД отдельных открытых и закрытых передач привода — ременных, зубчатых, червячных, цепных, а также опор валов.

Передачи, заключенные в корпус, относятся к закрытым передачам. Ременные и цепные передачи обычно считаются открытыми.

Ориентировочные значения КПД наиболее распространенных элементов привода приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Значения КПД элементов привода (без учета потерь в подшипниках)

Элемент привода	КПД
Зубчатая закрытая передача:	
— цилиндрическая	0,97 ... 0,98
— коническая	0,96 ... 0,97
— червячная при числе заходов червяка $Z_1 = 1, 2, 4$	0,70 ... 0,75 - $Z_1 = 1$ 0,80 ... 0,85 - $Z_1 = 2$ 0,80 ... 0,95 - $Z_1 = 4$
Планетарная одноступенчатая передача	0,96 ... 0,98
Цепная открытая передача	0,90 ... 0,95
Ременная передача с:	
— клиновым ремнем	0,95 ... 0,97
— поликлиновым ремнем	0,96 ... 0,98
— зубчатым ремнем	0,97 ... 0,98
Муфты упругие типа МУВП	0,99 ... 0,995
Подшипники качения (одна пара)	0,99 ... 0,995

Формулы для определения КПД редукторов $\eta_{ред}$

Тип редуктора	$\eta_{ред}$	Примечание
Цилиндрические одноступенчатые	$\eta_{цп} \cdot \eta_{пк}^2$	$\eta_{цп}$ - КПД цилиндрической передачи
Конические одноступенчатые	$\eta_{кп} \cdot \eta_{пк}^2$	$\eta_{кп}$ - КПД конической передачи
Цилиндрические двухступенчатые	$\eta_{цп}^2 \cdot \eta_{пк}^3$	$\eta_{чп}$ - КПД червячной передачи
Коническо-цилиндрические	$\eta_{кп} \cdot \eta_{цп} \cdot \eta_{пк}^3$	$\eta_{пк}$ - КПД одной пары подшипников качения
Червячно-цилиндрические	$\eta_{чп} \cdot \eta_{цп} \cdot \eta_{пк}^3$	
Цилиндрочервячные	$\eta_{цп} \cdot \eta_{чп} \cdot \eta_{пк}^3$	
Червячный двухступенчатый	$\eta_{чп}^2 \cdot \eta_{пк}^3$	
Цилиндрический трехступенчатый	$\eta_{цп}^3 \cdot \eta_{пк}^4$	

При определении КПД закрытых передач можно воспользоваться формулами, приведенными в табл. 3.2.

В табл. 3.3 приведены формулы для определения КПД привода различных вариантов соединения передач в приводе.

Таблица 3.3

Формулы для определения общего КПД привода

Соединение передач в приводе	Общий КПД привода
Последовательное соединение отдельных передач	$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n$
Параллельное соединение отдельных передач, если от одного двигателя приводится в движение несколько рабочих органов	$\eta_{общ} = \frac{P_{вых1} + P_{вых2} + \dots + P_{выхn}}{\frac{P_{вых1}}{\eta_1} + \frac{P_{вых2}}{\eta_2} + \dots + \frac{P_{выхn}}{\eta_n}}$
Параллельное соединение отдельных передач, если несколько двигателей приводят в движение один рабочий орган	$\eta_{общ} = \frac{P_1 \cdot \eta_1 + P_2 \cdot \eta_2 + \dots + P_n \cdot \eta_n}{P_1 + P_2 + \dots + P_n}$

Примечание. В приведенных формулах $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД отдельных передач, составляющих привод или КПД кинематических пар; $P_{\text{вых}1}, P_{\text{вых}2} \dots P_{\text{вых}n}$ – мощности на выходных валах привода; $P_1, P_2 \dots P_n$ – расчетные мощности двигателя, кВт.

2. Определить мощность $P_{\text{вых}}$ на рабочем органе (только в том случае, если она не задана в задании):

$$P_{\text{вых}} = \frac{F_t \cdot V}{1000}, \text{ кВт} \quad (3.2)$$

где F_t, V - соответственно окружное усилие (Н) и окружная скорость (м/с) на приводном элементе рабочей машины.

В случае, когда окружная скорость V (м/с) не задана, а известны диаметр барабана D (м), его угловая скорость ω (рад/с) или частота вращения n (об/мин), окружная скорость определяется расчетом:

$$V = \omega \cdot r, \text{ где } r = D_б / 2 \text{ или } V = \pi \cdot D_б \cdot n / 60, \text{ м/с} \quad (3.3)$$

3. Определить частоту вращения рабочего органа (входного вала), если она не задана:

$$n = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D_б}, \text{ об/мин} \quad (3.4)$$

При использовании в цепных конвейерах:

$$V_{\text{раб.орг.}} = \frac{P \cdot z \cdot n}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с} \quad (3.5)$$

где z – число зубьев ведущей звездочки, P – шаг тяговой цепи, мм

Тогда:

$$n = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V_{\text{раб.орг.}}}{z \cdot P} \quad (3.6)$$

4. Вычислить требуемую (расчетную) мощность электродвигателя:

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta}, \text{ кВт} \quad (3.7)$$

В табл. 3.4 даны формулы для определения $P_{\text{тр}}$ при различных вариантах исходных данных на проектирование и видах соединения передач в приводе.

Формулы для определения $P_{тр}$ электродвигателя

Соединение передач в приводе	Исходные данные на проектирование	Требуемая мощность $P_{тр}$, кВт
Последовательное	1. $P_{вых}$, кВт; $n_{вых}$, об/мин 2. $T_{вых}$, Нм; $n_{вых}$, об/мин ($\omega_{вых} = \pi \cdot n_{вых} / 30$) 3. F_t , кН; V , м/с	1. $P_{тр} = P_{вых} / \eta$ 2. $P_{тр} = T_{вых} \omega_{вых} / 10^3 \eta_{общ}$ 3. $P_{тр} = F_t V / \eta_{общ}$
Параллельное а) от одного двигателя приводится в движение несколько рабочих органов б) от нескольких двигателей приводится в движение один рабочий орган	$P_{вых1}; P_{вых2}; \dots P_{выхn}$, кВт $T_{вых1}; T_{вых2}; \dots T_{выхn}$, Нм $n_{вых1}; n_{вых2}; \dots n_{выхn}$, об/мин $F_{t1}; F_{t2}; \dots F_{tn}$, кН $V_1; V_2; \dots V_n$, м/с	$P_{тр} = (P_{вых1} + P_{вых2} + \dots + P_{выхn}) / \eta_{общ}$ $P_{тр} = (T_{вых1} \omega_{вых1} + T_{вых2} \omega_{вых2} + \dots + T_{выхn} \omega_{выхn}) / 10^3 \eta_{общ}$ $P_{тр} = (F_{t1} V_1 + F_{t2} V_2 + \dots + F_{tn} V_n) / \eta_{общ}$
	$P_1; P_2; \dots P_n$, кВт $T_{вых}$, Нм; $n_{вых}$, об/мин F_t , кН; V , м/с	$P_{тр} = P_1 + P_2 + \dots + P_n = P_{вых} / \eta_{общ}$ $P_1 + P_2 + \dots + P_n = T_{вых} \omega_{вых} / 10^3 \eta_{общ}$ $P_1 + P_2 + \dots + P_n = F_t V / \eta_{общ}$

Примечание. $P_{вых}$, $T_{вых}$, $n_{вых}$ – соответственно мощность, момент и число оборотов на выходном валу привода;

F_t , V – соответственно окружное усилие и скорость на приводном элементе рабочей машины.

По каталогу (Приложение 2) выбрать электродвигатель. При этом должно выполняться условие:

$$P_{тр} \leq P_{дв} \quad (3.8)$$

где $P_{дв}$ – номинальная по каталогу мощность двигателя.

Тип двигателя и его основные параметры ($P_{дв}$, $n_{дв}$, $d_{дв}$) заносятся в сводную таблицу (см. табл. 3.11).

3.2. Последовательность кинематического расчета привода

1. Определить общее передаточное число привода

$$U_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}, \quad (3.9)$$

где $n_{\text{дв}}$ – номинальная частота вращения вала двигателя, об/мин;

$n_{\text{вых}}$ – частота вращения выходного вала привода, об/мин.

2. Выполнить разбивку передаточного числа привода по ступеням передачи учитывая, что

$$U_{\text{общ}} = U_{\text{ред}} \cdot U_{\text{оп}} \quad (3.10)$$

где $U_{\text{ред}}$ – передаточное число редуктора;

$U_{\text{оп}}$ – передаточное число открытых передач.

Универсальных правил по разбивке передаточного числа сложного привода по ступеням не существует, однако можно руководствоваться приведенными ниже рекомендациями.

По возможности не следует брать наибольшее значение передаточных чисел для различных типов закрытых передач, приведенных в главе 2, а для открытых – в таблице 3.5. Если привод состоит из редуктора и открытых передач (ременной, цепной и т.п.), то можно сначала назначить передаточные числа для открытых передач (табл. 3.5) и затем определить передаточное число редуктора (см. пример 3.1); но допускается обратная последовательность. При разбивке передаточного числа редуктора по ступеням желательно, чтобы отношение передаточных чисел быстроходной ступени $U_{\text{б}}$, промежуточной $U_{\text{п}}$ (в трехступенчатых редукторах) и тихоходной $U_{\text{т}}$ выбирались с учетом рекомендаций (табл. 3.6).

Таблица 3.5

Рекомендуемые значения передаточных чисел
некоторых открытых передач

Вид передачи	U передачи
Зубчатая	3 ... 7
Цепная	2 ... 5
Ременные (все типы), кроме зубчатой	2 ... 4
Зубчато-ременная	2 ... 12

Разбивка передаточного числа для трехступенчатых редукторов с развернутой схемой:

$$\frac{U_6}{U_{II}} = \frac{U_{II}}{U_T} = 1,3 \dots 1,4 \quad (3.11)$$

для соосных двухступенчатых редукторов:

$$U_T = 0,9 \sqrt{U_{ред}}; \quad U_6 = \frac{U_{общ}}{U_6} \quad (3.12)$$

для коническо-цилиндрических двухступенчатых редукторов:

$$\frac{U_K}{U_{II}} = 0,8 \dots 0,9 \quad (3.13)$$

или можно воспользоваться рекомендацией:

$$U_K = (0,22 \dots 0,28) \cdot U_{ред} \quad (3.14)$$

(меньшие значения принимать при больших общих передаточных числах).

Для трехступенчатых цилиндрических редукторов, выполненных по развернутой схеме, рекомендуется следующая последовательность разбивки передаточного числа:

сначала определить передаточное число второй (промежуточной) ступени

$$U_{II} = \sqrt[3]{U_{ред}} \quad (3.15)$$

затем определить суммарное передаточное число первой (быстроходной) и третьей (тихоходной) ступеней

$$(U_6 \cdot U_I) = \frac{U_{ред}}{U_{II}} \quad (3.16)$$

после чего находят передаточное число первой ступени

$$U_6 = 1,2 \sqrt{(U_6 \cdot U_T)} \quad (3.17)$$

завершается расчет определением передаточного числа третьей ступени

$$U_T = \frac{(U_6 \cdot U_T)}{U_6} \quad (3.18)$$

В цилиндрических редукторах для компактности размещения деталей в корпусе сначала определяют передаточное число быстроходной передачи:

$$U_6 = \sqrt[5]{U_{\text{ред}}} \quad (3.19)$$

и при этом должно выполняться условие:

$$2 \leq U_6 \leq 3,15, \quad 8 \leq U_T \leq 63 \quad (3.20)$$

Для червячно-цилиндрических редукторов ориентировочно можно принимать:

$$U_T = (0,03 \dots 0,06) \cdot U_{\text{ред}} \quad (3.21)$$

$$U_6 = 8; \quad U_T = \frac{U_{\text{ред}}}{8} \quad \text{при } U_{\text{ред}} \leq 50 \quad (3.22)$$

$$U_T = 6,3; \quad U_6 = \frac{U_{\text{ред}}}{6,3} \quad \text{при } U_{\text{ред}} \geq 50 \quad (3.23)$$

В двухступенчатых червячных редукторах компактность редуктора обычно обеспечивается при $\alpha_T = 2 \cdot \alpha_6$;

Передаточное число при этом получается примерно одинаковым, то есть:

$$U_6 \approx U_T \approx \sqrt{U_{\text{ред}}} \quad (3.24)$$

Таблица 3.6

Формула для определения передаточных чисел ступеней редуктора

Тип редуктора	Ступени		
	Быстроходная U_6	Тихоходная U_T	Промежуточная U_p
1	2	3	4
Цилиндрический двух- ступенчатый: развернутая схема	$1,2\sqrt{U_{\text{ред}}}$	$U_{\text{ред}}/U_6$	—
соосный	$U_{\text{ред}}/U_T$	$0,9\sqrt{U_{\text{ред}}}$	—
с раздвоенной быстро- ходной ступенью	$1,25\sqrt{U_{\text{ред}}}$	$U_{\text{ред}}/U_6$	—
Коническо-цилиндри- ческий	$0,8\sqrt{U_{\text{ред}}}$	$U_{\text{ред}}/U_6$	—

Продолжение табл. 3.6

1	2	3	4
Червячно-цилиндрический	$U_{ред}/U_T$	$(0,03...0,06)U_{ред}$	—
Цилиндрочервячный	1,6...3,15	$U_{ред}/U_6$	—
Червячный двухступенчатый	$\sqrt{U_{ред}}$		—
Цилиндрический трехступенчатый	$1,2\sqrt{U_{6,Т}}$	$U_{6,Т} = U_{ред}/U_{п}$ $U_{6,Т}/U_6$	$\sqrt[3]{U_{ред}}$

- Примечания: 1. Разбивку передаточного числа червячно-цилиндрического редуктора следует начинать с тихоходной ступени.
2. Разбивку передаточного числа цилиндрического трехступенчатого редуктора следует начинать с определения передаточного числа промежуточной ступени, затем определить общее передаточное число быстроходной и тихоходной ступеней, исходя из которого определить передаточное число быстроходной, а потом и тихоходной ступени.

При проектировании редукторов со стандартными параметрами значения передаточных чисел ступеней следует также принимать стандартными. Рекомендуемые значения передаточных чисел ступеней в зависимости от типа редуктора приведены в таблицах 3.7 ... 3.10.

Для нестандартных редукторов допускается выбирать передаточные числа из ряда $R_a 40$ (ГОСТ 8032-84). Фактические значения передаточных чисел U_f не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5% при $U \leq 4,5$ (ГОСТ 12289-76).

При невозможности подобрать числа зубьев шестерни и колеса в ступенях редуктора, обеспечивающие получение передаточных чисел, указанных в табл. 3.7, допускается отклонение не более чем на $\pm 4\%$ при всех значениях $U_{ред}$.

Таблица 3.7

Рекомендуемые значения передаточных чисел ступеней для цилиндрических двухступенчатых редукторов

Вид схемы редуктора					
Развернутая			Соосная		
U_6	U_T	$U_{ред}$	U_6	U_T	$U_{ред}$
2,00		8,0			
2,24		8,96			
2,50	4,0	10,0			
2,80		11,20			
3,15		12,60	2,50		7,87
			2,80	3,15	8,82
			3,15		9,92

Продолжение табл. 3.7

U ₆	U _T	U _{ред}
3,15	4,5	14,17
3,55		15,97
4,00		18,00
4,50		20,25
4,50	5,0	22,50
5,00		25,00
5,60		28,00
6,30		31,50
6,30	5,6	35,28
7,10		39,76
8,00		44,80
9,00		50,40

U ₆	U _T	U _{ред}
2,80	4,0	11,20
3,15		12,60
3,55		14,20
4,00		16,00
4,00	4,5	18,00
4,50		20,25
4,50	5,0	22,50
5,00		25,00
5,00	5,6	28,00
5,00	6,3	31,50
5,60		35,28
6,30		39,69
6,30	7,1	44,73
7,10		50,41

Таблица 3.8

Рекомендуемые значения передаточных чисел ступеней для цилиндрических
трехступенчатых редукторов

U ₆	U _п	U _T	U _{ред}
2,00	4,0	5,0	40
2,24			44,8
2,50			50,0
2,80			56,0
3,15			63
3,15			70,87
3,55	4,5	5,6	79,87
4,00			90,00
4,50			101,25
5,00			112,50
5,00	5,0	5,6	126,00
6,30			140,00
6,30	5,6		156,80
6,30		176,40	
6,30	5,6	197,57	

Примечания: Допускаемые отклонения от указанных в таблице значений передаточных чисел $\pm 4\%$.

Таблица 3.9

Рекомендуемые значения передаточных чисел конической передачи для коническо-цилиндрических двухступенчатых редукторов

$U_{ред}$	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0
U_k	2,0	2,0 ... 2,24	2,0 ... 2,5	2,24 ... 2,8	2,5 ... 3,15	2,8 ... 4,0

Таблица 3.10

Рекомендуемые значения передаточных чисел ступеней коническо-цилиндрических трехступенчатых редукторов

$U_{ред}$	40	40	50	50	63	63	80	80	100	100
$U_k=U_б$	1,5	2,2	1,6	2,4	1,8	2,7	2,1	3,0	2,3	3,3
U_{II}	3,6	3,3	3,9	3,6	4,2	3,9	4,5	4,3	4,9	4,7
U_T	$U_T = \frac{U_{ред}}{U_k \cdot U_{II}}$									

Кроме разбивки передаточного числа по ступеням в кинематический расчет привода входит определение частот вращения и угловых скоростей всех валов привода в порядке их следования по кинематической схеме привода.

Частота вращения выходного вала двигателя ($n_{дв}$) и быстроходного вала редуктора, как уже указывалось выше, принимается по каталогу в зависимости от номинальной мощности и синхронной частоты вращения вала выбранного электродвигателя.

Угловая скорость определяется расчетом:

$$\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30}, \text{ рад/с} \quad (3.25)$$

Для определения частоты вращения каждого последующего вала необходимо найти частоту вращения предыдущего вала $n_{(i-1)}$ и разделить на передаточное число передачи, заключенной между валами, то есть:

$$n_i = \frac{n_{(i-1)}}{U_{i(i-1)}}, \text{ об/мин} \quad (3.26)$$

$$\omega_i = \frac{\omega_{(i-1)}}{U_{i(i-1)}}, \text{ рад/с} \quad (3.27)$$

Пример подробного кинематического расчета приведен в п. 3.4 настоящего пособия.

3.3. Силовой расчет привода

Задачей силового расчета привода является определение мощностей и вращающих моментов всех валов привода в порядке их следования в кинематической схеме привода, начиная с валов двигателя.

Мощность на валах привода определяется расчетом:

$$P_i = P_{(i-1)} \cdot \eta_{i\dots(i-1)} \cdot \eta^x, \text{ кВт} \quad (3.28)$$

где: P_i – мощность на определенном валу;

$P_{i\dots(i-1)}$ - мощность на предыдущем валу;

$\eta_{i\dots(i-1)}$ – КПД элемента привода (муфты передачи) между определяемым и предыдущим валом;

η^x – КПД пары подшипников качения, если они имеются по порядку следования в кинематической схеме.

Вращающие моменты на валах привода:

$$T_i = \frac{P_i \cdot 10^3}{\omega_i}, \text{ Н·м} \quad (3.29)$$

где: P_i (кВт), ω_i (рад/с) – соответственно мощность и угловая скорость рассчитываемого вала.

Примеры подробного силового расчета различных приводов даны в п. 3.4 настоящего пособия.

Результаты выбора электродвигателя, кинематического и силового расчетов привода сводятся в таблицу.

Контроль правильности силового расчета: полученное значение должно соответствовать $P_{\text{вых}}$ по заданию на курсовой проект или находиться в пределах $\pm 4\%$ от заданного.

Кинематические и силовые параметры привода

Общий КПД привода						
Электродвигатель: тип –		кВт;		об/мин;		мм
Вал	Частота вращения, об/мин	Угловая скорость, рад/с	Расчетная мощность, кВт	Вращающий момент, Н·м	Передаточные числа	
Двигателя					$U_{общ} =$	
					$U_{рем} =$	
Б					$U_б =$	
П					$U_т =$	
Т					$U_{ред} = U_б \cdot U_т =$	
Выходной					$U_{цеп} =$	

3.4. Примеры выбора электродвигателя, кинематического и силового расчетов различных приводов

Пример 1. Подобрать электродвигатель и выполнить кинематический и силовой расчет для привода ленточного транспортера (рис. 3.1). Исходные данные для расчета: окружное усилие на барабане $F_б = 7000$ Н; окружная скорость барабана $V_t = 0,45$ м/с; диаметр барабана $D_б = 630$ мм; синхронное число оборотов двигателя $n_{синх.} = 1500$ об/мин.

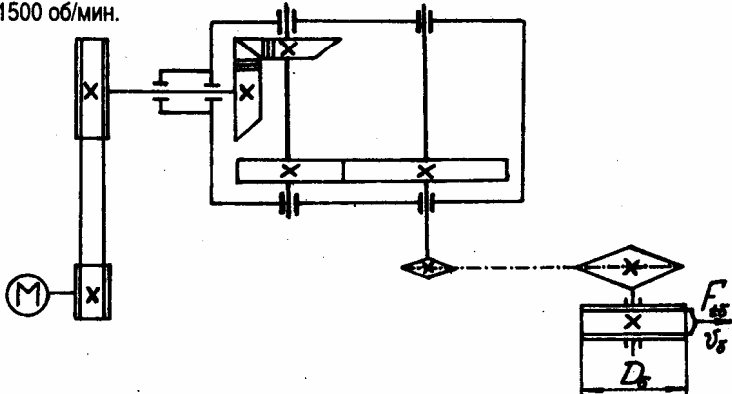


Рис. 3.1. Кинематическая схема привода ленточного транспортера:

- 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор (КЦ1) с горизонтальным расположением ведущего вала; 4 – цепная передача; 5 – ленточный транспортер; 6 – барабан ленточного транспортера

РЕШЕНИЕ

1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

1.1. Выбор параметров электродвигателя

1.1.1. Определяем общий КПД привода

В данном приводе передачи соединены последовательно, поэтому общий КПД привода определяем по формуле (табл. 3.3):

$$\eta = \eta_{р.п.} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{и.п.} \cdot \eta_{б} = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,84$$

где: $\eta_{р.п.} = 0,97$ – КПД клиноременной передачи;

$\eta_{ред}$ = КПД коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора, согласно табл. 3.2;

$\eta_{к}$ = 0,97 – КПД конической передачи (быстроходной ступени);

$\eta_{ц}$ = 0,98 – КПД цилиндрической передачи (тихоходной ступени);

$\eta_{п.к.}$ = 0,99 – КПД одной пары подшипников качения;

$\eta_{ц.п.}$ = 0,95 – КПД цепной передачи;

$\eta_{б}$ = 0,99 – КПД подшипников барабана (выходного вала привода).

Все значения КПД элементов привода приняты согласно табл. 3.1.

1.1.2. Определяем расчетную мощность на выходе привода по формуле (3.2)

$$P_{\text{вых}} = \frac{F_{тб} \cdot V_{б}}{1000} = \frac{7000 \cdot 0,45}{1000} = 3,15 \text{ кВт}$$

где: $F_{тб} = 7000 \text{ Н}$ – окружное усилие на барабан (исходные данные);

$V_{б} = 0,45 \text{ м/с}$ – окружная скорость барабана (исходные данные).

1.1.3. Определяем частоту вращения выходного вала привода по формуле (3.4)

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot V_{б}}{\pi \cdot D_{б}} = \frac{60 \cdot 0,45}{3,14 \cdot 0,63} = 13,65 \text{ об/мин}$$

где: $V_{б} = 0,45 \text{ м/с}$; $D_{б} = 0,63 \text{ м}$ – соответственно окружная скорость барабана (скорость ленты конвейера) и диаметр барабана (исходные данные).

1.1.4. Определяем требуемую (расчетную) мощность электродвигателя по формуле (3.7)

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta} = \frac{3,150}{0,84} = 3,750 \text{ кВт}$$

По табл. П.1, ориентируясь на значение $P_{\text{тр}} = 3,75 \text{ кВт}$ и заданную синхронную частоту вращения вала электродвигателя $n_{\text{синх.}} = 1500 \text{ об/мин}$, выбираем закрытый обдуваемый электродвигатель серии 4А типоразмера 4А100L4У3 мощностью 4,0 кВт и номинальной частотой вращения 1430 об/мин.

1.2. Определение кинематических параметров привода

1.2.1. Определение передаточного числа привода и его ступеней

Передаточное число привода определяем по формуле (3.9)

$$U_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1430}{13,65} = 104,76$$

где: $n_{\text{дв}} = 1430 \text{ об/мин}$ – номинальная частота вращения вала двигателя;

$n_{\text{вых}} = 13,65 \text{ об/мин}$ – частота вращения выходного вала двигателя.

Разбивку передаточного числа привода между ступенями осуществим исходя

из зависимости:

$$U_{\text{ред}} = \frac{U}{U_{\text{оп}}}$$

где: $U_{\text{ред}}$ – передаточное число редуктора;

$U_{\text{оп}}$ – передаточное число открытых передач, в данном примере

$$U_{\text{оп}} = U_{\text{р.п.}} \cdot U_{\text{ц.п.}}$$

$U_{\text{р.п.}}$ – передаточное число ременной передачи;

$U_{\text{ц.п.}}$ – передаточное число цепной передачи.

По рекомендациям раздела 3.2 примем для клиноременной передачи $U_{\text{р.п.}} = 3$, а для цепной передачи $U_{\text{ц.п.}} = 3,5$ (табл. 3.5).

Тогда:

$$U_{\text{ред}} = \frac{U}{U_{\text{ц.п.}} \cdot U_{\text{р.п.}}} = \frac{104,76}{3,0 \cdot 3,5} \approx 9,98$$

Определяем передаточное число конической передачи по формуле (табл. 3.6).

$$U_{\text{к}} = 0,8 \sqrt{U_{\text{ред}}} \approx 2,53$$

Округляем полученное значение до стандартного – (табл. 2.5) – $U_{\text{к}} = 2,5$,

тогда передаточное число цилиндрической передачи – $U_{\text{ц}}$ (табл. 3.6)

$$U_{\text{ц}} = \frac{U_{\text{ред}}}{U_{\text{к}}} = \frac{9,98}{2,5} = 3,992$$

Принимаем стандартное значение $U_{ц} = 4$ (табл. 2.2).

Определяем фактическое значение передаточного числа редуктора и привода

$$U_{ф.ред} = U_{к} \cdot U_{ц} = 2,5 \cdot 4 = 10$$

$$U = U_{ред} \cdot U_{оп} = 10 \cdot 3,0 \cdot 3,5 = 105$$

Определяем отклонение фактического передаточного числа привода от ранее полученного

$$\Delta = \frac{U - U_{ф}}{U_{ф}} = \frac{105 - 104,76}{105} \cdot 100\% = 0,229\%$$

Допускаемое отклонение $\pm 4\%$.

Таким образом, передаточное число привода:

$$U_{ф} = 105,0; U_{р.п.} = 3,0; U_{к} = 2,5; U_{ц} = 4; U_{ц.п.} = 3,5$$

1.2.2. Определение частоты вращения и угловых скоростей всех валов привода

Частоту вращения и угловые скорости валов привода будем определять по следующим общим формулам:

$$n_i = \frac{n_{(i-1)}}{U_{i(i-1)}}, \text{ об/мин}; \omega_i = \frac{\omega_{(i-1)}}{U_{i(i-1)}}, \text{ рад/с},$$

где: n_i, ω_i – соответственно частота вращения и угловая скорость i -го вала, об/мин; рад/с;

$n_{(i-1)}, \omega_{(i-1)}$ – соответственно частота вращения и угловая скорость предыдущего вала, находящегося на кинематической схеме перед i -м валом, об/мин; рад/с;

$U_{i(i-1)}$ – передаточное число передачи, заключенной между i -ым и предыдущим валами.

Так как шкив ременной передачи (рис.3.1) жестко закреплен на валу двигателя, то частота вращения его будет соответствовать $n_{дв.} = 1430$ об/мин, а угловая скорость - угловой скорости двигателя, которую вычислим по формуле (3.25):

$$\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1430}{30} = 149,8 \text{ рад/с}$$

Частота вращения и угловая скорость ведомого вала ременной передачи и, соответственно, быстроходного вала редуктора (вала конической шестерни):

$$n_б = \frac{n_{дв}}{U_{рп}} = \frac{1430}{3} \approx 477 \text{ об/мин}; \omega_б = \frac{\omega_{дв}}{U_{рп}} = \frac{140,8}{3} = 49,9 \text{ рад/с}$$

Частота вращения и угловая скорость промежуточного вала редуктора:

$$n_{\Pi} = \frac{n_{\text{б}}}{U_{\text{к}}} = \frac{477}{2,5} = 191 \text{ об/мин}; \omega_{\Pi} = \frac{\omega_{\text{б}}}{U_{\text{к}}} = \frac{49,93}{2,5} = 49,9 \text{ рад/с}$$

Частота вращения и угловая скорость тихоходного вала редуктора и, соответственно, ведущей звездочки цепной передачи:

$$n_{\text{Т}} = \frac{n_{\Pi}}{U_{\text{ц}}} = \frac{191}{4} = 47,75 \text{ об/мин}; \omega_{\text{Т}} = \frac{\omega_{\Pi}}{U_{\text{ц}}} = \frac{19,97}{4} \approx 5 \text{ рад/с}$$

Частота вращения и угловая скорость выходного вала привода и, соответственно, ведомой звездочки цепной передачи:

$$n_{\text{вых}} = \frac{n_{\text{Т}}}{U_{\text{цп}}} = \frac{47,75}{3,5} = 13,64 \text{ об/мин}; \omega_{\text{вых}} = \frac{\omega_{\text{Т}}}{U_{\text{цп}}} = \frac{5}{3,5} \approx 1,43 \text{ рад/с}$$

Отклонение от требуемой частоты вращения выходного вала привода:

$$\Delta = \frac{13,65 - 13,64}{13,64} \cdot 100\% = 0,07\%$$

что значительно меньше допускаемого значения - $\pm 4,0\%$

1.3. Определение силовых параметров привода

1.3.1. Определение мощности на валах привода

Мощность на валах привода будем определять по общей формуле (3.2)

$$P_i = P_{(i-1)} \cdot \eta_{i(i-1)} \cdot \eta_{\text{пк}}$$

где индексы i и $(i-1)$ соответствуют выражениям для частоты вращения и угловой скорости.

Мощность на валу электродвигателя соответствует расчетной мощности и равна $P_{\text{дв}} = 3,75$ кВт.

Мощность на быстроходном валу редуктора: $P_{\text{б}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{пк}}$

$$P_{\text{б}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 3,75 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,60 \text{ кВт}$$

Мощность на промежуточном валу редуктора:

$$P_{\Pi} = P_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 3,60 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,46 \text{ кВт}$$

Мощность на тихоходном валу редуктора:

$$P_{\text{Т}} = P_{\Pi} \cdot \eta \cdot \eta_{\text{пк}} = 3,46 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 3,36 \text{ кВт}$$

Мощность на выходном валу привода:

$$P_{\text{вых}} = P_{\text{Т}} \cdot \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 3,36 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 3,16 \text{ кВт}$$

Отклонения от расчетного значения мощности на выходном валу:

$$\Delta = \frac{3,15 - 3,16}{3,16} \cdot 100\% = -0,32\%$$

допускаемое отклонение - $\pm 4,0\%$.

1.3.2. Определение моментов на валах привода

Вращающие моменты определим по формуле (3.29):

$$T_i = \frac{P_i \cdot 10^3}{\omega_i}, \text{ Нм}$$

где T_i , P_i , ω_i - соответственно вращающий момент [Нм], мощность [кВт] и угловая скорость [рад/с] рассчитываемого вала.

Тогда вращающий момент на валу электродвигателя:

$$T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{дв}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{3,75 \cdot 10^3}{149,8} = 25,0 \text{ Нм}$$

Вращающий момент на быстроходном валу редуктора:

$$T_{\text{б}} = \frac{P_{\text{б}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{б}}} = \frac{3,60 \cdot 10^3}{49,93} = 72,1 \text{ Нм}$$

Вращающий момент на промежуточном валу редуктора:

$$T_{\text{п}} = \frac{P_{\text{п}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{п}}} = \frac{3,46 \cdot 10^3}{19,97} = 173,26 \text{ Нм}$$

Вращающий момент на тихоходном валу редуктора:

$$T_{\text{т}} = \frac{P_{\text{т}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{т}}} = \frac{3,36 \cdot 10^3}{5,0} = 672 \text{ Нм}$$

Вращающий момент на выходном валу редуктора:

$$T_{\text{вых}} = \frac{P_{\text{вых}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{вых}}} = \frac{3,16 \cdot 10^3}{1,43} = 2209,8 \approx 2210 \text{ Нм}$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 1

Таблица 1

Кинематические и силовые параметры привода

Общий КПД привода $\eta_{\text{общ}} = 0,84$					
Электродвигатель: тип - 4A100L4У3, $P_{\text{дв}} = 4$ кВт, $n_{\text{дв}} = 1430$ об/мин, $d_{\text{дв}} = 28$ мм					
Вал	Частота вращения, об/мин	Угловая скорость, рад/с	Расчетная мощность, кВт	Вращающий момент, Нм	Передаточные числа
Двигателя	1430	149,8	3,75	25	$U_{\text{общ}} = 105$
Б	476,7	49,93	3,60	72,1	$U_{\text{рем}} = 3,0$
П	190,7	19,97	3,46	173,26	$U_{\text{б}} = 2,5$
Т	47,7	5,0	3,36	672	$U_{\text{т}} = 4$
Выходной	13,62	1,427~1,43	3,16	2210	$U_{\text{ред}} = U_{\text{б}}U_{\text{т}} = 10$ $U_{\text{цеп}} = 3,5$

Пример 2. Подобрать электродвигатель и выполнить кинематический и силовой расчеты для скребкового конвейера (рис. 3.2.). Исходные данные для расчета: мощность на выходе $P_{\text{вых}} = 2,1$ кВт; число оборотов на выходе $n_{\text{вых}} = 18$ об/мин; синхронное число оборотов двигателя $n_{\text{синх}} = 1000$ об/мин.

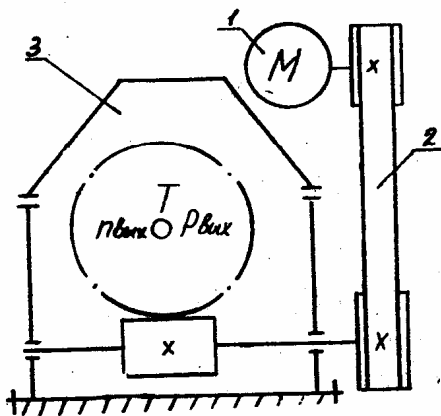


Рис. 3.2. Кинематическая схема привода скребкового конвейера:
1 - электродвигатель;
2 - клиноременная передача;
3 - червячный одноступенчатый редуктор с нижним расположением червяка.

РЕШЕНИЕ

1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

1.1. Выбор параметров электродвигателя

1.1.1. Определяем общий КПД привода

В данном приводе передачи соединены последовательно, поэтому общий КПД привода определяем по формуле:

$$\eta = \eta_{\text{р.п.}} \cdot \eta_{\text{ч.п.}} \cdot \eta_{\text{п.к.}} = 0,96 \cdot 0,8 \cdot 0,99^2 = 0,75$$

где: $\eta_{\text{р.п.}} = 0,96$ – КПД ременной передачи;

$\eta_{\text{ч.п.}} = 0,80$ – КПД червячной передачи;

$\eta_{\text{п.к.}} = 0,99$ – КПД одной пары подшипников качения.

1.1.2. Определяем требуемую мощность электродвигателя по формуле:

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta} = \frac{2,1}{0,75} = 2,80 \text{ кВт}$$

По табл. П.1, ориентируясь на значение $P_{тр} = 2,8$ кВт и заданную синхронную частоту вращения вала электродвигателя $n_{синх} = 1000$ об/мин, выбираем закрытый обдуваемый электродвигатель серии 4А типоразмера 4А112МВ6У3 мощностью $P_{ном} = 3,0$ кВт и номинальной частотой вращения $n = 955$ об/мин.

1.2. Определение кинематических параметров привода

1.2.1. Определения передаточного числа привода и его ступеней

Передаточное число привода определяем по формуле:

$$U = \frac{n_{дв}}{n_{вых}} = \frac{955}{18} = 53,06$$

где: $n_{дв} = 955$ об/мин – номинальная частота вращения вала двигателя;

$n_{вых} = 18$ об/мин – частота вращения выходного вала привода.

Разбивку передаточного числа привода между ступенями осуществим исходя из зависимости: $U = U_{ч.п.} \cdot U_{о.п.}$.

где: $U_{ч.п.}$ – передаточное число червячной передачи;

$U_{о.п.}$ – передаточное число открытой передачи, в данном примере клиноременной.

Принимаем для червячной передачи $U_{ч.п.} = 16$ (по табл. 2.6.). Определяем $U_{р.п.}$ – передаточное число клиноременной передачи по формуле:

$$U_{р.п.} = \frac{U}{U_{ч.п.}} = \frac{53,06}{16} \approx 3,32$$

1.2.2. Определение частот вращения и угловых скоростей всех валов привода

Частоту вращения и угловые скорости валов привода будем определять по следующим формулам (3.26; 3.27):

$$n_i = \frac{n_{(i-1)}}{U_{i..(i-1)}}, \text{ об/мин};$$

$$\omega_i = \frac{\omega_{(i-1)}}{U_{i..(i-1)}}, \text{ рад/с}$$

Так как шкив ременной передачи (рис.3.2) жестко закреплен на валу двигателя, частота вращения его будет соответствовать $n_{синх} = n_{дв} = 955$ об/мин, а угловая скорость – угловой скорости двигателя, которую вычислим по формуле (3.25)

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 955}{30} = 95,96 \text{ рад/с}$$

Частота вращения и угловая скорость ведомого вала ременной передачи и, соответственно, быстроходного вала редуктора:

$$n_6 = \frac{n}{U_{р.п.}} = \frac{955}{3,32} = 287,65 \text{ об/мин}$$

$$\omega_6 = \frac{\omega}{U_{р.п.}} = \frac{95,96}{3,32} = 30,11 \text{ рад/с}$$

Частота вращения и угловая скорость тихоходного вала редуктора

$$n_T = \frac{n_6}{U_{ч.п.}} = \frac{287,65}{16} = 17,98 = 18 \text{ об/мин}$$

$$\omega_T = \frac{\omega_6}{U_{ч.п.}} = \frac{30,11}{16} = 1,88 \text{ рад/с}$$

1.3. Определение силовых параметров привода

1.3.1. Определение мощности на валах привода

Мощность на валах привода будем определять по общей формуле (3.2)

$$P_i = P_{(i-1)} \cdot \eta_{i \dots (i-1)} \cdot \eta_{п.к.}$$

где индексы i и $(i-1)$ соответствуют выражениям для частоты вращения и угловой скорости.

Мощность на валу электродвигателя соответствует расчетной мощности и равна $P_{дв} = 2,8$ кВт.

Мощность на быстроходном валу редуктора:

$$P_6 = P_{дв} \cdot \eta_{р.п.} \cdot \eta_{п.к.} = 2,8 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 2,66 \text{ кВт}$$

Мощность на тихоходном валу редуктора:

$$P_T = P_6 \cdot \eta_{ч.п.} \cdot \eta_{п.к.} = 2,66 \cdot 0,8 \cdot 0,99 = 2,11 \text{ кВт}$$

1.3.2. Определение моментов на валах привода

Вращающие моменты определим по формуле (3.29):

$$T_i = \frac{P_i \cdot 10^3}{\omega_i}, \text{ Нм}$$

Тогда вращающий момент на валу электродвигателя:

$$T_{дв} = \frac{P_{дв} \cdot 10^3}{\omega_{дв}} = \frac{2,8 \cdot 10^3}{99,96} = 28,01 \text{ Нм}$$

Вращающий момент на быстроходном валу редуктора:

$$T_B = \frac{P_B \cdot 10^3}{\omega_B} = \frac{2,66 \cdot 10^3}{30,11} = 88,34 \text{ Нм}$$

Вращающий момент на тихоходном валу редуктора:

$$T_T = \frac{P_T \cdot 10^3}{\omega_T} = \frac{2,11 \cdot 10^3}{1,88} = 1122,34 \text{ Нм}$$

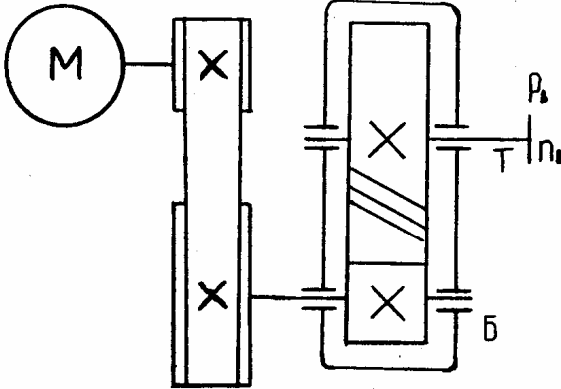
Результаты расчетов сводим в таблицу 1.

Таблица 1

Кинематические и силовые параметры привода

Общий КПД привода $\eta_{\text{общ}} = 0,75$					
Электродвигатель: тип - 4А112МВ6У3, $P_{\text{дв}} = 3 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв}} = 955 \text{ об/мин}$, $d_{\text{дв}} = 12 \text{ мм}$					
Вал	Частота вращения, об/мин	Угловая скорость, рад/с	Расчетная мощность, кВт	Вращающий момент, Нм	Передаточные числа
Двигателя	955	99,96	2,8	98,01	$U_{\text{общ}} = 53,06$
Б	287,65	30,11	2,66	88,34	$U_{\text{рем}} = 3,32$
$T_{\text{(вых)}}$	18,0	1,88	2,11	1122,34	$U_{\text{ч.п.}} = 16$

**ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ
НА
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

ЗАДАНИЕ 1

Спроектировать привод от электродвигателя к:

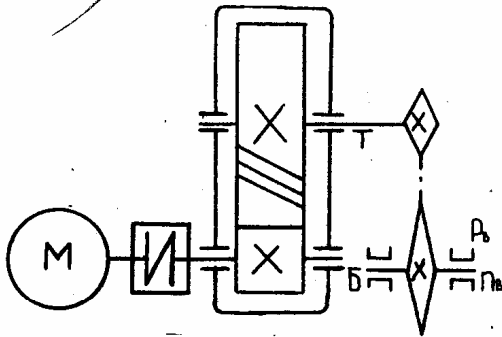
- ленточному транспортеру;
- пластичному транспортеру;
- поршневому насосу.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	7,2	10,4	5,4	6,8	12,4	7,7	4,6	11,6	2,2	8,4
$n_{в}$, об/мин	262	217	190	240	180	230	196	162	175	225
$n_{синх}$, об/мин	3000		1500	3000	1000	3000	1500	1000		1500
срок службы, 10^3 ч	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29

ЗАДАНИЕ 2

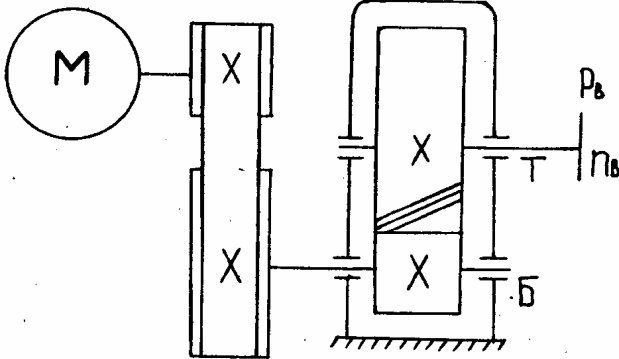
Спроектировать привод от электродвигателя к:

- скребковому конвейеру;
- бетономешалке



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	2,3	3,6	4,2	5,3	6,8	7,4	8,8	9,2	10,8	13,5
$n_{в}$, об/мин	288	240	182	80	126	110	135	143	157	94
$n_{синх}$, об/мин	3000		1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000
срок службы, 10^3 ч	25	26	27	28	29	30	31	32	34	35

ЗАДАНИЕ 3

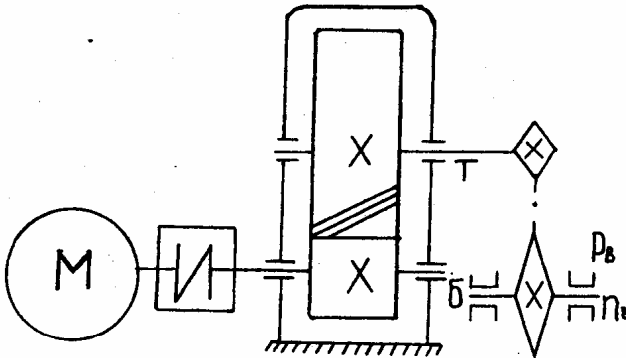


Спроектировать привод от электродвигателя к:

- а) вентилятору;
- б) центробежному насосу.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}, \text{кВт}$	2,8	3,2	4,8	7,2	8,5	9,6	10,3	11,2	13,1	15,6
$n_{в}, \text{об/мин}$	254	73	82	273	128	135	194	78	310	216
$n_{синх.}, \text{об/мин}$	3000	1000		3000	1500			1000	3000	
срок службы, 10^3ч	22	23	24	25	26	27	28	29	30	35

ЗАДАНИЕ 4

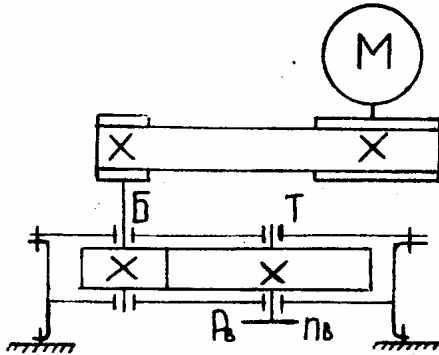


Спроектировать привод между электродвигателем и:

- а) дробилкой;
- б) шнековым конвейером.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}, \text{кВт}$	4,6	7,2	8,4	5,8	6,2	9,3	11,4	12,6	13,9	14,6
$n_{в}, \text{об/мин}$	270	252	184	87	122	188	94	108	117	165
$n_{синх.}, \text{об/мин}$	3000		1500	1000	1000	1500	1000	1000	1500	1500
срок службы, 10^3ч	25	28	24	20	22	30	32	35	26	22

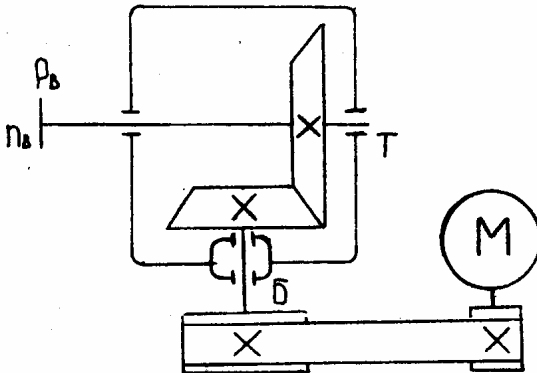
ЗАДАНИЕ 5



Спроектировать привод между электродвигателем и шестеренчатым насосом

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	6,3	1,2	2,4	5,8	5,9	7,5	8,9	9,7	10,8	13,5
$n_{в}$, об/мин	257	82	97	184	73	213	116	176	222	244
$n_{синх}$, об/мин	3000	1000		1500	1000	3000	1000	1500	3000	
срок службы, 10^3 ч	25	26	27	28	29	30	24	31	32	35

ЗАДАНИЕ 6

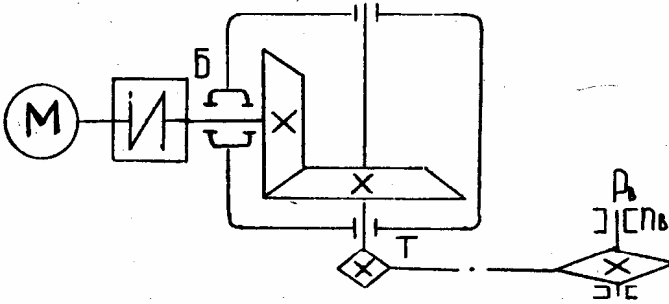


Спроектировать привод между электродвигателем и скребковым конвейером.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	2,2	2,9	3,3	4,7	5,1	6,5	7,7	8,1	9,3	11,2
$n_{в}$, об/мин	124	91	158	208	97	229	115	285	170	212
$n_{синх}$, об/мин	1000	750	1500	3000	1000	3000	1000	3000	1500	3000
срок службы, 10^3 ч	25	32	28	20	26	27	29	20	31	24

ЗАДАНИЕ 7

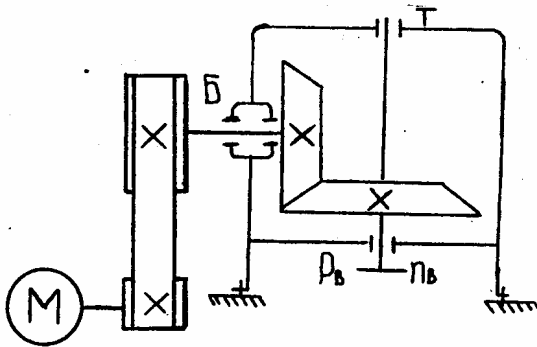
Спроектировать привод к ленточному конвейеру



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_v , кВт,	4,7	7,6	8,2	5,3	6,4	9,7	11,8	12,2	2,6	3,7
n_v , об/мин	260	241	181	85	64	192	310	206	176	189
$n_{синх}$, об/мин	3000		1000	750		1500	3000	1500	1000	1500
срок службы, 10^3 ч	20	22	25	30	32	26	21	28	32	24

ЗАДАНИЕ 8

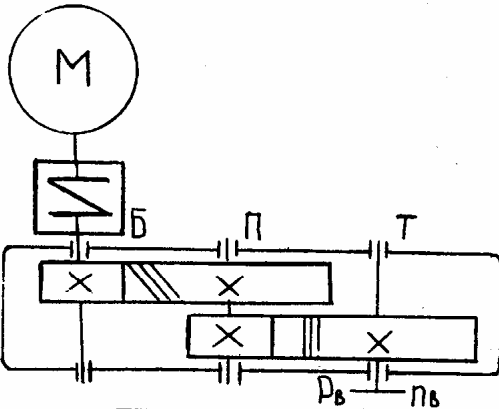
Спроектировать привод к бетономешалке



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_v , кВт,	4,4	3,5	7,2	6,6	8,2	9,5	10,7	11,5	13,4	15,8
n_v , об/мин	109	72	93	155	136	204	148	79	167	214
$n_{синх}$, об/мин	1000	750	1000	1500	1500	3000	1500	750	1500	3000
срок службы, 10^3 ч	25	30	28	24	22	20	25	32	29	21

ЗАДАНИЕ 9

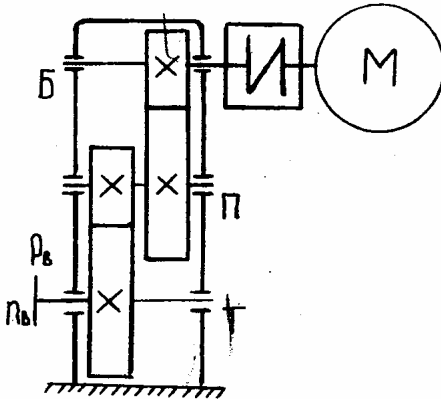
Спроектировать привод грузовой лебедки пневмоколесного крана (типа КС 4362)



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	6,4	7,8	8,2	9,5	10,6	11,8	12,3	13,3	14,6	16,5
$n_{в}$, об/мин	92	48	36	24	156	88	96	132	69	208
$n_{синх.}$, об/мин	1500	1000	1000	750	3000	1000	1000	1500	1000	3000
срок службы, 10^3 ч	20	21	25	28	26	22	23	24	25	20

ЗАДАНИЕ 10

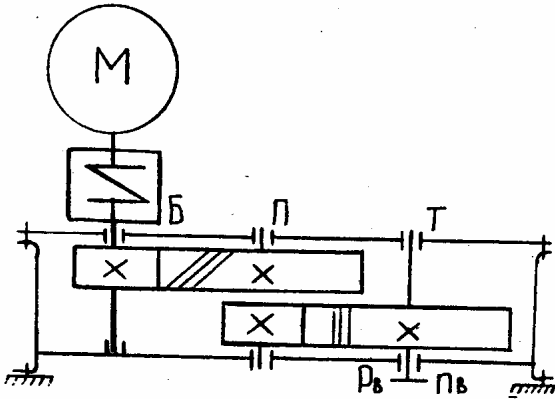
Спроектировать привод механизма передвижения грузовой тележки мостового крана



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	1,6	2,4	3,2	4,2	5,7	6,3	7,8	8,9	11,7	16,3
$n_{в}$, об/мин	120	174	182	95	108	220	110	145	188	254
$n_{синх.}$, об/мин	1500	3000	3000	1000	1000	3000	1000	1500	3000	3000
срок службы, 10^3 ч	22	20	20	28	26	21	24	23	20	25

ЗАДАНИЕ 11.

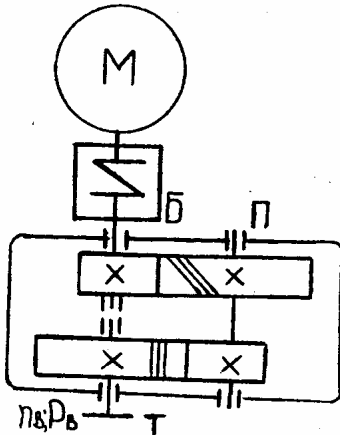
Спроектировать привод механизма поворота стрелы самоходного крана



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт	2,7	1,2	3,4	4,4	5,2	6,6	7,5	6,1	4,8	1,5
$n_{в}$, об/мин	42	36	56	62	74	95	22	48	25	30
$n_{синх.}$, об/мин	750	750	1500	1000	1000	1500	750	1500	750	1000
срок службы, 10^3 ч	25	26	20	24	26	23	30	27	21	22

ЗАДАНИЕ 12

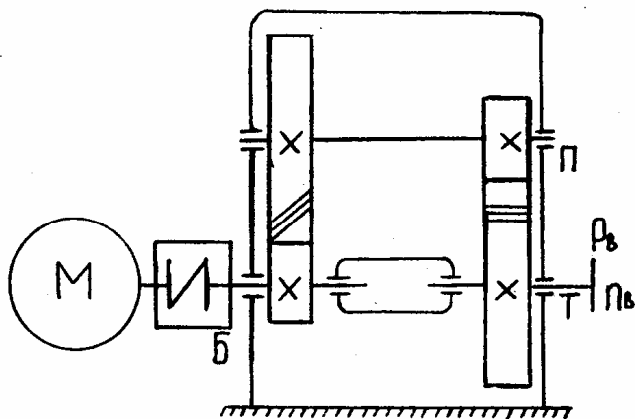
Спроектировать привод механизма подъема стрелы



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт	4,9	7,4	2,6	8,3	9,2	1,8	2,8	10,1	4,3	6,1
$n_{в}$, об/мин	45	32	24	75	50	36	74	42	52	48
$n_{синх.}$, об/мин	1500	1000	750	1500	1000	750	3000	1000	1500	1000
срок службы, 10^3 ч	22	28	30	24	25	29	20	27	26	21

ЗАДАНИЕ 13

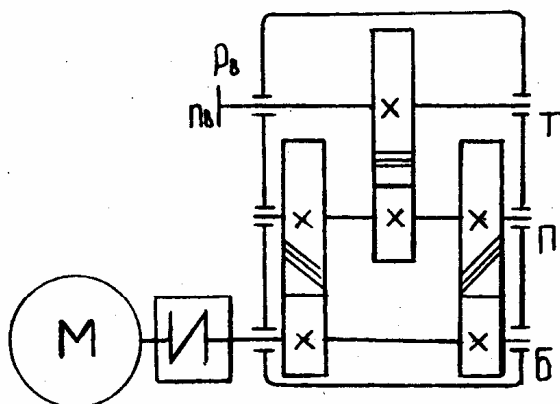
Спроектировать привод механизма грузовой лебедки



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	5,1	7,6	2,8	8,6	9,7	2,2	10,5	8,2	12,2	4,5
$n_{в}$, об/мин	60	32	26	80	54	37	48	122	158	50
$n_{синх.}$, об/мин	1500	1000	750	1500	1500	1000	1500	3000		1000
срок службы, 10^3 ч	25	26	30	27	28	32	34	31	29	28

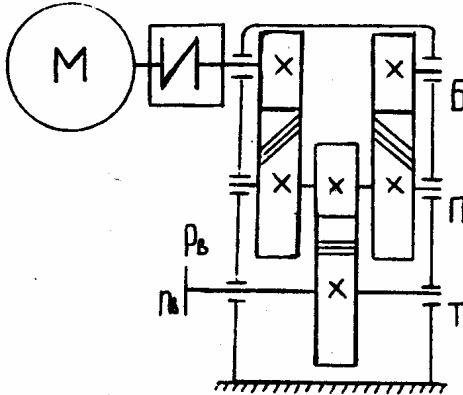
ЗАДАНИЕ 14

Спроектировать привод механизма подъема груза стрелового самоходного крана



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	5,2	6,4	7,3	8,8	9,1	12,3	7,4	6,9	5,6	4,1
$n_{в}$, об/мин	78	110	122	136	174	188	102	94	80	66
$n_{синх.}$, об/мин	1000	1000	1500	1500	3000		1500	1500	1000	
срок службы, 10^3 ч	30	28	25	26	23	24	27	29	31	32

. ЗАДАНИЕ 15

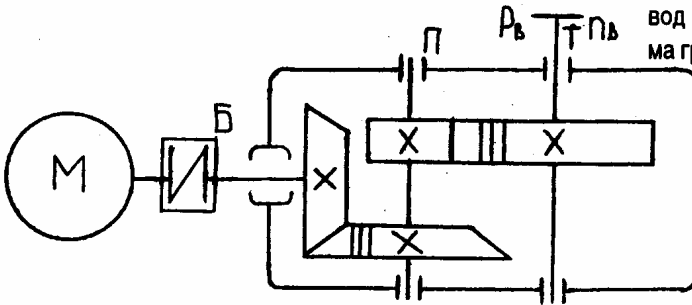


Спроектировать привод механизма передвижения грузовой тележки мостового крана

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт	5,3	6,6	7,5	8,4	9,7	11,8	7,8	10,6	7,2	4,8
$n_{в}$, об/мин	156	220	244	272	194	167	204	188	160	125
$n_{синх}$, об/мин	1500	3000	3000	3000	1500	1500	1500	3000	1500	1000
срок службы, 10^3 ч	28	25	24	23	31	26	29	27	30	32

ЗАДАНИЕ 16

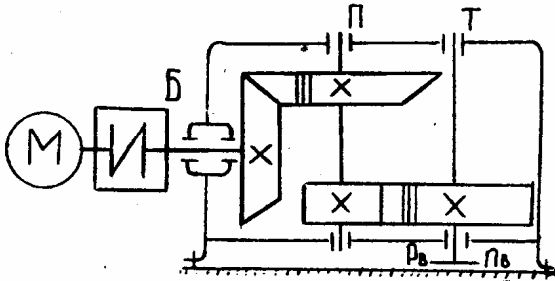
Спроектировать привод механизма подъема груза



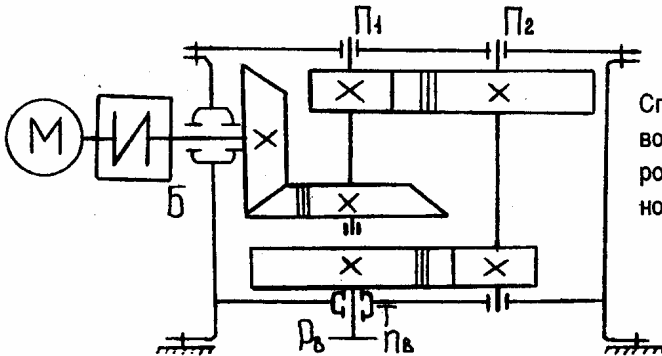
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт	1,8	2,4	3,6	4,8	5,1	6,2	7,3	8,7	9,5	10,5
$n_{в}$, об/мин	128	63	48	36	64	92	68	42	55	138
$n_{синх}$, об/мин	1500	1000	750	750	1000	1500	1500	1000	1000	1500
срок службы, 10^3 ч	20	21	24	25	22	23	26	27	28	20

ЗАДАНИЕ 17

Спроектировать привод механизма поворота стрелового крана



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	1,9	2,5	3,8	4,8	5,3	6,5	7,5	8,2	9,7	10,9
$n_{в}$, об/мин	130	85	51	40	76	97	68	44	58	145
$n_{синх}$, об/мин	1500	1500	1000		1500	1500	1000	1000	1000	1500
срок службы, 10^3 ч	20	25	26	28	27	21	23	30	29	24



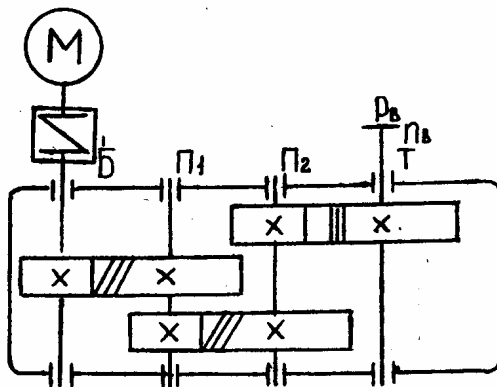
ЗАДАНИЕ 18

Спроектировать привод механизма поворота железнодорожного крана

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	1,1	1,3	1,5	1,8	2,1	2,6	3,8	4,2	4,5	5,1
$n_{в}$, об/мин	8	12	14	15	17	18	20	23	25	13
$n_{синх}$, об/мин	750	1000	1000	1500	1000		1500	1500	3000	1000
срок службы, 10^3 ч	22	20	21	21	20	20	18	19	16	20

ЗАДАНИЕ 19

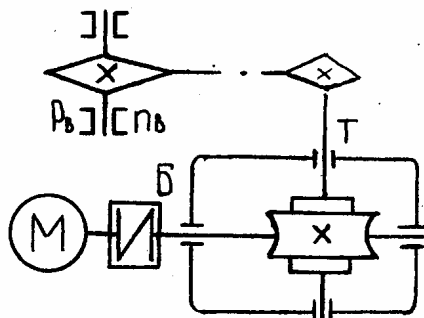
Спроектировать привод механизма передвижения железнодорожного крана



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}, \text{кВт}$	1,4	2,8	3,3	4,6	5,7	6,4	7,8	8,3	9,5	10,9
$n_{в}, \text{об/мин}$	18	20	24	14	28	32	46	25	16	38
$n_{\text{синх.}}, \text{об/мин}$	1000	1500	1500	1000	1500	3000	3000	1500	1000	3000
срок службы, 10^3ч	18	19	20	22	20	18	15	21	20	22

ЗАДАНИЕ 20

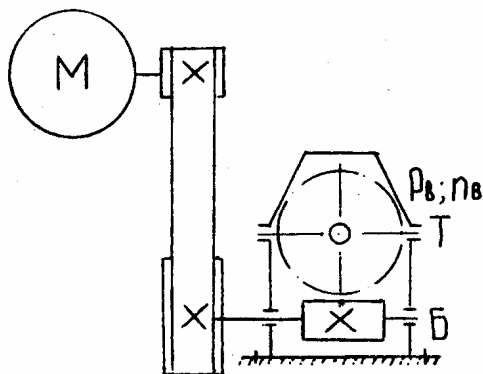
Спроектировать привод ленточного конвейера



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}, \text{кВт}$	0,8	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	1,9	1,7	1,3
$n_{в}, \text{об/мин}$	11	13	7	15	10	16	18	17	14	9
$n_{\text{синх.}}, \text{об/мин}$	1000	1500	750	1000	750	1500	3000	1500	1000	750
срок службы, 10^3ч	28	30	36	25	35	29	31	32	33	34

ЗАДАНИЕ 21

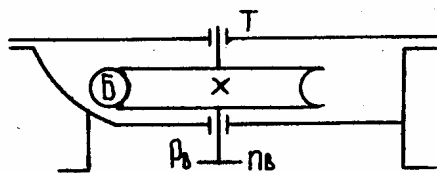
Спроектировать привод скребкового конвейера



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт	0,4	0,6	0,8	0,9	1	1,3	1,5	2	1,6	2,1
$n_{в}$, об/мин	7,5	15	16	19	22	8	9	11	13	19
$n_{синх}$, об/мин	1000	1000	1500	1500	3000	1000	1000	1500	1000	3000
срок службы, 10^3 ч	36	35	34	33	32	30	31	29	30	25

ЗАДАНИЕ 22

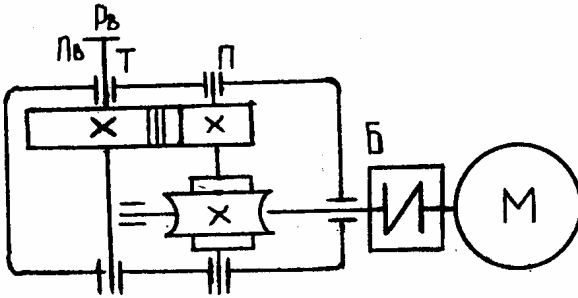
Спроектировать червячный редуктор для механизма поворота крана



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,1	1,2	1,3	1,5
$n_{в}$, об/мин	24,2	34,3	20	26	28	30	32	34	36	40
$n_{синх}$, об/мин	750	1000	750	1000	1000	1000	1000	1500	1500	1500
срок службы, 10^3 ч	35	30	36	30	29	31	32	33	34	30

ЗАДАНИЕ 23

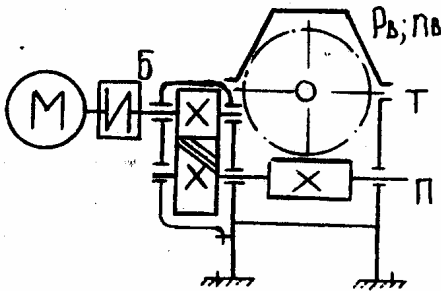
Спроектировать привод механизма подъема стрелы



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	0,8	1	1,2	1,4	1,6	168	2,1	2,3	2,6	3,1
$n_{в}$, об/мин	12	7,2	10	8	11	9	13	15	17	20
$n_{синх}$, об/мин	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	3000
срок службы, 10^3 ч	34	32	30	29	28	31	27	26	25	28

ЗАДАНИЕ 24

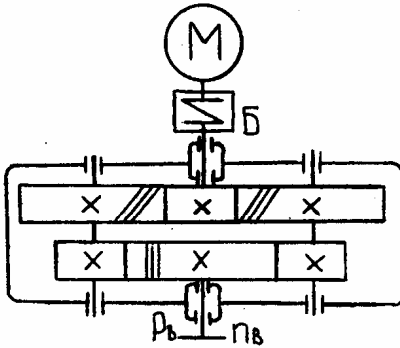
Спроектировать привод механизма подъема груза



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	0,9	1	1,1	1,3	1,5	1,7	2	2,2	2,5	3,2
$n_{в}$, об/мин	24	15	20	16	22	18	26	30	34	40
$n_{синх}$, об/мин	3000	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	3000
срок службы, 10^3 ч	30	32	31	32	30	34	28	25	32	30

ЗАДАНИЕ 25

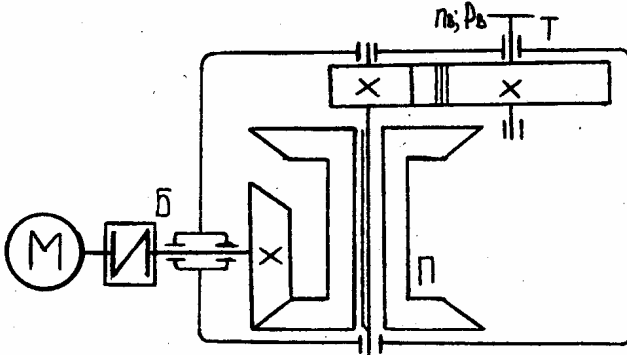
Спроектировать привод с двухпоточным редуктором



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	9,2	11,5	15,4	17,3	18,7	20,6	25,4	22,2	16,6	8,3
$n_{в}$, об/мин	135	140	150	130	142	168	108	136	190	98
$n_{синх.}$, об/мин	1500	1000	1500	1000	1500	3000	1000	1500	3000	1000
срок службы, 10^3 ч	25	24	25	23	21	20	24	22	20	26

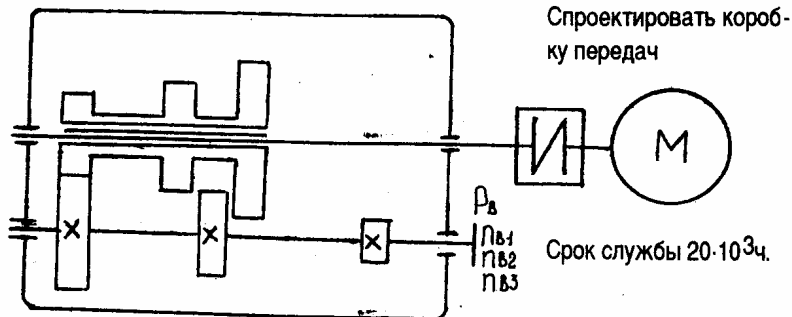
ЗАДАНИЕ 26

Спроектировать редуктор с механизмом реверса



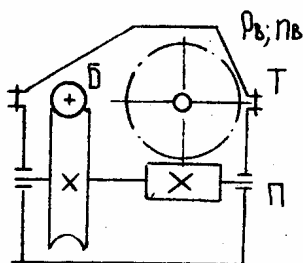
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}$, кВт,	2,8	3,8	4,6	5,3	5,8	6,8	8,9	3,2	4,1	9,2
$n_{в}$, об/мин	74	58	82	72	67	42	96	63	98	48
$n_{синх.}$, об/мин	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000
срок службы, 10^3 ч	25	26	27	28	29	30	25	28	30	32

ЗАДАНИЕ 27



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{в}}, \text{кВт}$	3,2	4,4	5,7	6,9	7,5	8,6	9,4	10,7	11,5	12,4
$n_{\text{в}}, \text{об/мин}$	288	360	194	210	162	146	120	152	720	750
$n_{\text{в}}, \text{об/мин}$	468	800	388	412	325	292	243	264	1440	1500
$n_{\text{в}}, \text{об/мин}$	4320	2880	3880	3650	4850	2190	2920	3650	8640	9830
$n_{\text{синх.}}, \text{об/мин}$	1500	1500	1000	1500	1000	1000	1000	1500	3000	3000

ЗАДАНИЕ 28

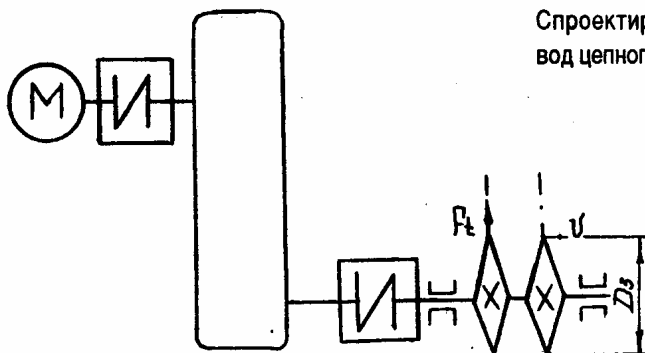


Спроектировать привод с двухступенчатым червячным редуктором

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{в}}, \text{кВт}$	1,6	2,2	1,8	1,5	0,8	0,9	1	2,3	0,7	0,6
$n_{\text{в}}, \text{об/мин}$	35	40	12	8	23	20	18	16	10	25
$n_{\text{синх.}}, \text{об/мин}$	3000	3000	1500	1000	1500	1500	3000	3000	1500	3000
срок службы, 10^3ч	26	22	27	28	23	28	25	27	28	21

ЗАДАНИЕ 29

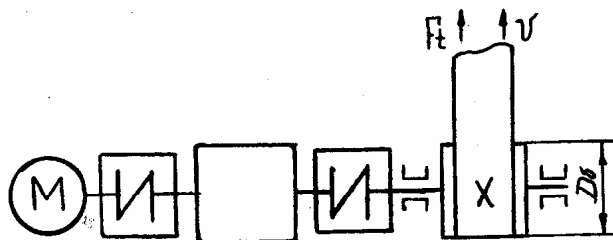
Спроектировать привод цепного конвейера



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , Кн,	4,5	5,5	6,8	8,2	12	11,3	7,4	10	9,2	6,1
V , м/сек	0,3	0,4	0,45	0,5	0,6	0,42	0,5	0,6	0,43	0,38
Дз, м	0,3	0,25	0,35	0,4	0,5	0,45	0,3	0,4	0,42	0,35
$n_{\text{синх}}$, об/мин	1000	1500	1000	1500	1500	3000	1500	1500	3000	1500

ЗАДАНИЕ 30

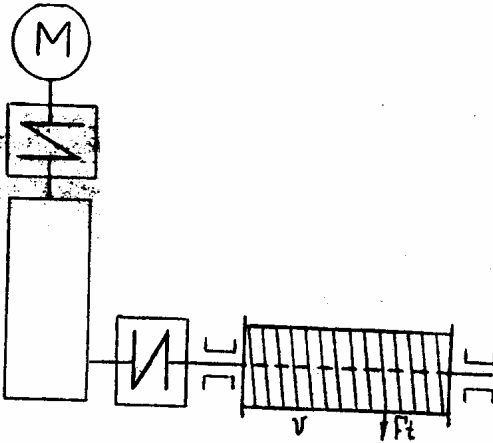
Спроектировать привод ленточного конвейера



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , Кн,	0,5	0,8	0,9	1,1	0,85	0,65	1,8	1,7	0,7	0,55
V , м/сек	0,32	0,4	0,45	0,6	0,5	0,32	0,4	0,45	0,6	0,55
Дб, м	0,4	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4	0,5	0,35	0,3	0,42
$n_{\text{синх}}$, об/мин	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000

ЗАДАНИЕ 31

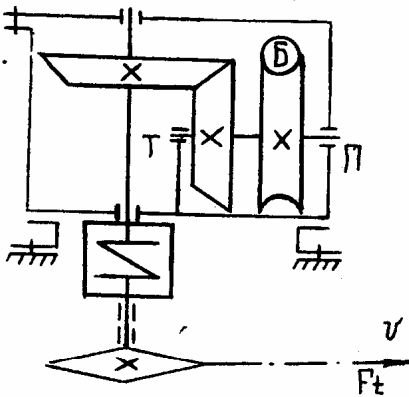
Спроектировать привод механизма подъема груза



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , Кн,	50	60	70	80	90	100	120	150	180	200
V , м/сек	0,72	2	0,84	2,2	3,6	0,9	0,7	1,8	1,5	1,3
Дб, м	0,2	0,3	0,4	0,5	0,45	0,35	0,3	0,4	0,5	0,45
$n_{\text{синх}}$, об/мин	1500	3000	1000	3000	3000	1000	1000	1500	1500	1000

ЗАДАНИЕ 32

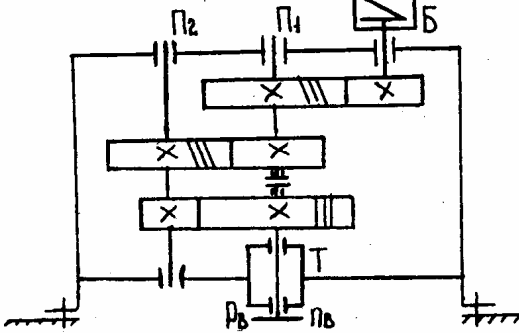
Спроектировать привод горизонтального цепного конвейера



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , Кн,	0,51	0,75	0,92	1,1	1,2	2,3	2,1	1,9	1,8	2,2
V , м/сек	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6
Дз, мм	413,5	515	668	644	840	414	515	668	644	845
$n_{\text{синх}}$, об/мин	1500	3000	3000	1500	1500	1500	1500	1500	3000	3000

ЗАДАНИЕ 33

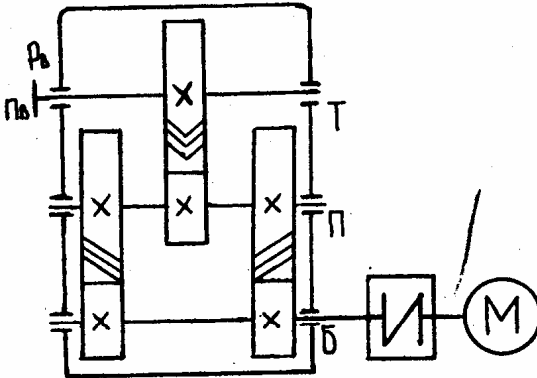
Спроектировать привод механизма поворота стрелочного самоходного крана



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}, \text{кВт}$	1,2	1,5	2	2,4	2,6	2,8	3,2	4,6	5,8	7,4
$n_{в}, \text{об/мин}$	10	12	14	18	20	16	13	14	18	25
$n_{\text{синх}}, \text{об/мин}$	1000	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	3000
срок службы, 10^3ч	21	22	23	24	25	26	27	28	22	25

ЗАДАНИЕ 34

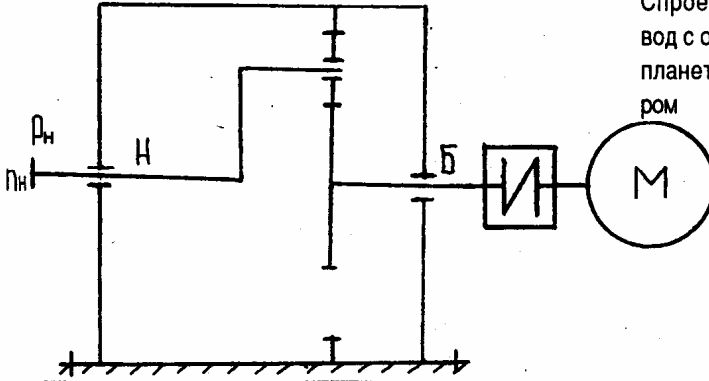
Спроектировать привод механизма передвижения самоходного крана



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{в}, \text{кВт}$	15,6	18,4	20,2	25,6	30,4	36,2	40,5	25,6	39,3	—
$n_{в}, \text{об/мин}$	122	130	136	128	15	110	92	154	118	—
$n_{\text{синх}}, \text{об/мин}$	1500	3000	1500	1500	3000	1000	1000	3000	1000	—
срок службы, 10^3ч	29	27	28	23	20	24	25	22	24	—

ЗАДАНИЕ 35

Спроектировать привод с одноступенчатым планетарным редуктором



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_H , кВт,	3,2	5,4	6,8	7,6	8,2	9,4	6,1	5,1	10,2	11,8
n_H , об/мин	180	192	240	262	140	150	176	104	122	146
$n_{синх}$, об/мин	1500	3000	3000	3000	1500	1000	1500	1000	1500	1500
срок службы, 10^3 ч	32	28	26	25	24	24	28	30	27	28

Приложение 2

Электродвигатели асинхронные трехфазные единой серии 4А закрытые, обдуваемые мощностью 0,55...315 кВт (по ГОСТ 19523-81)

В табл. П.2.1 приведены основные параметры двигателей общего назначения серии 4А при номинальной нагрузке, рекомендуемые для использования в курсовом проектировании.

В табл. П.2.2 и П.2.3 приведены габаритные и установочные размеры двигателей этой серии.

Основные кинематические и силовые параметры
электродвигателей серии 4А

Модель двигателя	Мощность, кВт	Номинальная частота вращения, об/мин	T _{пуск} /T _{ном}
1	2	3	4
Синхронная частота вращения 3000 об/мин			
4A63B2Y3	0,55	2740	2,0
4A71A2Y3	0,75	2840	2,0
4A71B2Y3	1,1	2810	2,0
4A80A2Y3	1,5	2850	2,1
4A80B2Y3	2,2	2850	2,1
4A90L2Y3	3,0	2840	2,1
4A100S2Y3	4,0	2880	2,0
4A100L2Y3	5,5	2880	2,2
4A112M2Y3	7,5	2900	2,0
4A132M2Y3	11,0	2900	1,7
4A100S2Y3	15,0	2940	1,4
4A160M2Y3	18,5	2940	1,4
4A180S2Y3	22,0	2945	1,4
4A190M2Y3	30,0	2945	1,4
4A200M2Y3	37,0	2945	1,4
4A200L2Y3	45,0	2945	1,4
4A225M2Y3	55,0	2945	1,4
4A250S2Y3	75,0	2960	1,2
4A250M2Y3	90,0	2960	1,2
4A280S2Y3	110	2970	1,2
4A280M2Y3	132	2970	1,2
4A315S2Y3	160	2970	1,2
4A315M2Y3	200	2970	1,2
4A355S2Y3	250	2970	1,0
4A355M2Y3	315	2970	1,0
Синхронная частота вращения 1500 об/мин			
4A71A4Y3	0,55	1390	2,0
4A71B4Y3	0,75	1390	2,0
4A80A4Y3	1,1	1420	2,0
4A80B4Y3	1,5	1415	2,0
4A90L4Y3	2,2	1425	2,1
4A100S4Y3	3,0	1435	2,0
4A100L4Y3	4,0	1430	2,0
4A112M4Y3	5,5	1445	2,0
4A132S4Y3	7,5	1455	2,2
4A132M4Y3	11,0	1460	2,2

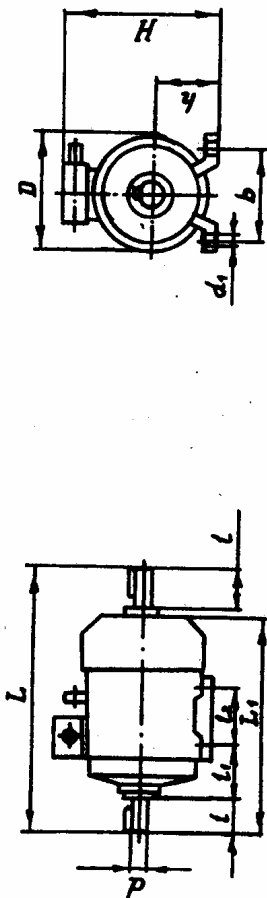
1	2	3	4
4A160S4Y3	15,0	1465	1,4
4A160M4Y3	18,5	1465	1,4
4A180S2Y3	22,0	1470	1,4
4A180M4Y3	30,0	1470	1,4
4A200M4Y3	37,0	1475	1,4
4A200L4Y3	45,0	1475	1,4
4A225M4Y3	55,0	1480	1,3
4A250S4Y3	75,0	1480	1,2
4A250M4Y3	90,0	1480	1,2
4A280S4Y3	110	1470	1,2
4A280M4Y3	132	1480	1,3
4A315S4Y3	160	1480	1,3
4A315M4Y3	200	1480	1,3
4A355S4Y3	250	1485	1,2
4A355M4Y3	315	1485	1,2
Синхронная частота вращения 1000 об/мин			
4A71B6Y3	0,55	900	2,0
4A80A6Y3	0,75	915	2,0
4A80B6Y3	1,1	920	2,0
4A90L6Y3	1,5	935	2,0
4A100L6Y3	2,2	950	2,0
4A112MA6Y3	3,0	955	2,0
4A112MB6Y3	4,0	950	2,0
4A132S6Y3	5,5	965	2,0
4A132M6Y3	7,5	970	2,0
4A160S6Y3	11,0	975	1,2
4A160M6Y3	15,0	975	1,2
4A180M6Y3	18,5	975	1,2
4A200M6Y3	22,0	975	1,3
4A200L6Y3	30,0	980	1,3
4A225M6Y3	37,0	980	1,2
4A250S6Y3	45,0	985	1,2
4A250M6Y3	55,0	985	1,2
4A280S6Y3	75,0	985	1,4
4A280M6Y3	90,0	985	1,4
4A315S6Y3	110	985	1,4
4A315M6Y3	132	985	1,4
4A355S6Y3	160	985	1,4
4A355M6Y3	200	985	1,4
Синхронная частота вращения 750 об/мин			
4A80B8Y3	0,55	700	1,6
4A90LA8Y3	0,75	700	1,6
4A90LB8Y3	1,1	700	1,6

Окончание табл. П.2.1

1	2	3	4
4A100L8Y3	1,5	700	1,6
4A112MA8Y3	2,2	700	1,9
4A112MB8Y3	3,0	700	1,9
4A132S8Y3	4,0	720	1,9
4A132M8Y3	5,5	720	1,9
4A160S8Y3	7,5	730	1,4
4A160M8Y3	11,0	730	1,4
4A180M8Y3	15,0	730	1,2
4A200M8Y3	18,5	735	1,2
4A200L8Y3	22,0	730	1,2
4A225M8Y3	30,0	735	1,3
4A250S8Y3	37,0	735	1,2
4A250M8Y3	45,0	740	1,2
4A280S8Y3	55,0	735	1,2
4A280M8Y3	75,0	735	1,2
4A315S8Y3	90,0	740	1,2
4A315M8Y3	110	740	1,2
4A355S8Y3	132	740	1,2
4A355M8Y3	160	740	1,2

- Примечания. 1. Стандарты предусматривают выпуск электродвигателей с синхронной частотой вращения 600 и 500 об/мин, а также защищенного типа.
2. В типоразмерах двигателей цифра 4 означает порядковый номер серии, А – род двигателя – асинхронный. Буква А на третьем месте означает, что станина и щиты двигателя алюминиевые; если станина алюминиевая, а щиты чугунные, то это отмечается буквой Х; отсутствие этих букв означает, что станина и щиты чугунные или стальные. Двух или трехзначное число указывает высоту оси вращения. Буквы L, S или M указывают установочный размер по длине станины. Буквами А или В отмечается длина сердечника статора. Цифры 2, 4, 6 или 8 означают число полюсов. Последние две буквы (УЗ) показывают, что двигатель предназначен для работы в зонах с умеренным климатом.
3. В графе $T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}$ даны значения отношений пускового (или начального) вращающего момента к номинальному.

Двигатели трехфазные асинхронные серии 4А (исполнения IM 1081 IM 1082) по ГОСТ 19523-81



Размеры, мм

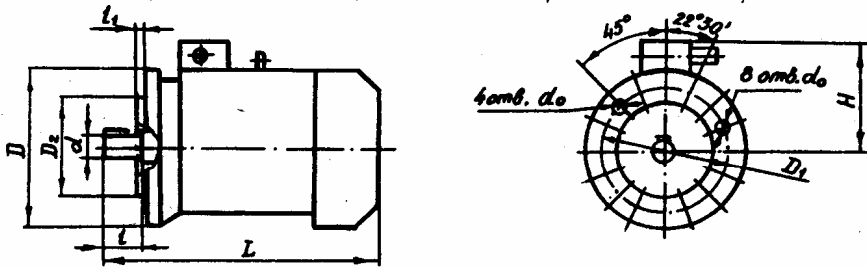
Тип	Число полюсов	L	L1	H	D	d	d1	t	t1	t2	b	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4АА63	2, 4, 6	250	216	164	138	14	7	30	40	80	100	6,3
4А71		330	285	201	170	19	7	40	45	90	112	15,1
4А80А		355	300	218	186	22		50	50	100	125	17,5
4А80В		375	320	218	186	22	10	50	50	100	125	20,0
4А90L	2, 4, 6, 8	405	350	243	208	24		50	56	125	140	28,7
4А100S		427	365	265	235	28		60	63	112	160	36
4А100L		457	395	280		28				140		42
4А112M		534	452	310	260	32	12		70	140	190	56
4А132S	4, 6, 8	560	480	350	302	38		80	89	140	216	71
4А132M	2, 4, 6, 8	610	530							178	216	93

Окончание табл. П.2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4A160S	2	737	624			42				178		130
	4,6,8					48						135
4A160M	2	780	667	430	358	42	15		108	210	254	145
	4,6,8					48						160
4A180S	2	778	682			48		110		203		165
	4,6,8					55						175
4A180M	2	818	702	470	410	48			121	241	279	185
	4,6,8					55						195
4A200M	2	875	760			55				257		255
	4,6,8					60						270
4A200L	2	915	800	535	450	55	19		133	305	318	280
	4,6,8					60						310
4A225M	2	925	810	575	494	55			149	311	356	355
	4,6,8					65						
4A250S	2	1050	915	640	554	65				311		470
	4,6,8					75						490
4A250M	2	1100	915			65	24	140	168	349	406	510
	4,6,8					75						535

Примечание. Размер h включен в обозначение типа двигателя: например, у двигателя 4AА63 размер h = 63 мм; у двигателя 4A100S h = 100 мм

Двигатели трехфазные асинхронные серии 4А
(исполнения IM 3081, IM 3011 и IM 3031) по ГОСТ 19523-81)



Габаритные и присоединительные размеры, мм

Тип двигателя	Число полюсов	L	H	D	D ₁	D ₂	t	t ₁	d	d ₀	Масса кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4AA63	2, 4, 6	216	101	160	130	110	30	3,5	14	10	6,0
4A71	2, 4, 6, 8	285	130	200	165	130	40	3,5	19	12	15,7
4A80A	2, 4, 6, 8	300	138				50		22		18,3
4A80B	2, 4, 6, 8	320									20,3
4A90L	2, 4, 6, 8	350	153	250	215	180	50	4	24	15	30,0
4A100S	2, 4, 6, 8	365	168				60		28		37,0
4A100L	2, 4, 6, 8	395	168				60		28		42,8
4A112M	2, 4, 6, 8	452	198	300	265	230	80	5	32	19	58
4A132S	4, 6, 8	480	218						38		82
4A132M	2, 4, 6, 8	530	218	350	300	250	110	5	38	19	97
4A160M	2	667	270						42		145
4A160S	4, 6, 8	624	270	400	350	300	110	5	48	19	160
	2								42		130
4A180S	2	662	290	400	350	300	110	5	48	19	135
	4								55		170
4A180M	2	702	290	450	400	350	140	5	48	19	180
	4, 6, 8								55		190
4A200M	2	760	335	550	500	450	140	5	55	19	200
	4, 6, 8								790		60
4A200L	2	800	335	450	400	350	110	5	60	19	275
	4, 6, 8						830		140		55
4A225M	2	810	350	550	500	450	110	5	60	19	315
	4, 6, 8						840		140		65
4A225S	2	915	390	550	500	450	140	5	65	19	340
	4, 6, 8						140		75		485
4A250M	2	955	390	550	500	450	140	5	65	19	505
	4, 6, 8						140		75		525
									75		550

Примечание. Число отверстий во фланцах двигателя 4AA63-4A180M – четыре; во фланцах двигателя 4A200M-4A250M – восемь

Примеры использования редукторных передач в приводах техники железнодорожных войск /10/

Вид передачи или тип зубчатого редуктора	Образцы техники ЖДВ	Назначение привода
1	2	3
Клино- и поликлиноременная передачи	Прицепной вибрационный каток Бурильный станок БС-1М Бурильный станок СБЩ-160 Подъемно-рихтовочная машина ПРМ-1ПГМ Шпалобудовочная машина ШПМА-4К Вибропогрузатели типа ВПП-1, ВПП-2 и др. Лесопильная рама ЛРВ-1	Привод вальца с дебалансом Привод главной трансмиссии Привод генератора " " " " " " Приводы подбоек подвижных блоков Привод дебалансов Приводы механизмов главного движения и подачи Привод дебалансов Привод абразивного диска Привод вентилятора компрессора
Цепная передача	Эксцентриквые плоские грохоты Рельсорезный станок РМК Тепловозы 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 2ТЭ116 и др. Экскаватор ЭО-511Е Бурильный станок БС-1М Шпалопитатель звеносборочной линии ППЗЛ-650 Универсальная путевая машина УПМ-1 Портальный копер-кран ПКК - 2 x 1250 М Копер ПСК - 500 М Лесопильная рама ЛРВ-1 Автобетоносмесители различных марок	Цепной редуктор главной трансмиссии; механизм передвижения; привод лебедки Привод гусеничного хода Привод горизонтального и наклонного конвейеров Привод щеток в навесном блоке очистки рельсошпальной решетки УПМ-1 Приводы грузовых кареток Приводы механизма наклона мацты Привод механизма подачи Привод барабана

1	2	3
<p>Редуктор цилиндрический одноступенчатый или открытая цилиндрическая зубчатая передача</p>	<p>Тали электрические Экскаватор ЭО-5111Е Гусеничный кран ДЭК-251 Железнодорожный кран КДЭ-163 Выгравочно-подбивочная машина ВПМ-600 Кабестан системы ЦНИИС Колер ПСК-500М Лесопильная рама ЛРВ-1 Тепловозы 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 2ТЭ116 и др. Тепловозы ТЭП60, ТЭП70 и др. Тепловоз 2ТЭ116 и др.</p>	<p>Механизм передвижения Привод механизма поворота платформы — " — Приводы механизмов стреловой лебедки и поворота крана Привод подбивочного блока (по раздвоенной схеме) Двухдвигательный привод погружения винтовой сваи Привод копров-якорной лебедки Привод механизма подачи Привод двухмашинного агрегата и насосного колеса гидромолоты Привод тяговых колесных пар Привод компрессора и вентилятора охлаждения тягового генератора</p>
<p>Редуктор цилиндрический двухступенчатый по развернутой схеме</p>	<p>Бурильный станок БС-1М Бурильный станок СБШ-160 Тали электрические Автомобильный кран КС-4561А Автомобильный кран 8Т-210 Автомобильный кран КС-3571 Железнодорожный кран КДЭ-163 Шпалопитатель звеносборочной линии ППЗЛ-650 Лесопильная рама ЛРВ-1</p>	<p>Привод гусеничного хода Привод вращателя Механизм подъема и передвижения Приводы грузовой и вспомогательной лебедок Приводы грузовой и стреловой лебедок Привод грузовой лебедки — " — Привод горизонтального и наклонного конвейеров Привод механизма передачи</p>

1	2	3
Редуктор цилиндрический двухступенчатый по соосной схеме	Автомобильный кран 8Т-210 Автомобильный кран КС-3571	Привод механизма поворота крана — " —
Редуктор цилиндрический трехступенчатый	Экскаватор ЭО-4124 Гусеничный кран ДЭК-251 Железнодорожный кран КДЭ-163 Лопастной расстворосмеситель	Механизм приводов ходовой части и поворота экскаватора Привод стреловой лебедки Приводы механизмов передвижения Привод лопастного вала Приводы механизмов передвижения крана
Редуктор цилиндрический четырехступенчатый	Гусеничный кран ДЭК-251	Приводы механизмов передвижения крана
Планетарный редуктор	Гусеничный кран ДЭК-251 Путеукладчик ПБ-3М Шуроповерт ШВ-2М	Привод главной грузовой и вспомогательной лебедок Приводы грузовой и тяговой лебедок В составе мотор-редуктора
Мотор-редуктор	Самоходные скреперы (типа ДЗ-107) и базовые машины некоторых прицепных и полуприцепных скреперов, пневмоколесных и кулачковых катков Сборно-разборный консольный кран СРК-20Л Шуроповерт ШВ-2М	Мотор-колеса Привод механизмов поперечного передвижения полспастов по основной балке Привод шпинделя
Коробка передач (скоростей)	Большинство транспортных и базовых колесных и гусеничных машин Бурильная машина БТС-150М	Приводы главных трансмиссий и механизмов отбора мощности Приводы бурового става и вентилятора
Редуктор конический одноступенчатый или открытая коническая передача	Бурильный станок БС-1М Бурильная машина БТС-150М	Привод механизма подъема мачты Приводы бурового става и вентилятора

1	2	3
Редуктор конический одноступенчатый или открытая коническая передача	<p>Экскаватор ЭО-511Е</p> <p>Шпалоподбивочная машина ШПМА-4К</p> <p>Электропневматический костюльный молоток ЭПК-3</p> <p>Кабестаны системы ЦНИИС и МЭС</p> <p>Бурильно-крановая машина БМ-302А</p> <p>Тепловозы 2ТЭ10В, 2ТЭ10М и др.</p>	<p>Приводы механизмов передвижения и поворота платформ</p> <p>Привод подбоек подбивочных блоков (по раздвоенной схеме)</p> <p>Привод кривошипно-шатунного механизма</p> <p>Привод погружения винтовой сваи</p> <p>Привод вращателя бура</p> <p>Приводы вентилятора охлаждения главного генератора и вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей</p>
Редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый	<p>Подъемно-рихтовочная машина ПРМ-1ПГМ</p> <p>Шпалоподбивочная машина ШПМА-4К</p>	<p>Привод ведущей колесной пары</p> <p>— " —</p>
Редуктор коническо-цилиндрический трехступенчатый	<p>Автомобильный кран КС-4561А</p> <p>Железнодорожный кран КДЗ-163</p> <p>Гравитационный бетоносмеситель</p>	<p>Привод механизма поворота крана</p> <p>— " —</p> <p>Привод смесителя</p>
Редуктор червячный одноступенчатый	<p>Бурильный станок БС-1М</p> <p>Железнодорожный кран КДЗ-163</p> <p>Копер ПСК-500М</p> <p>Гравитационный бетоносмеситель</p>	<p>Привод барабана подъема мачты</p> <p>Привод стреловой лебедки</p> <p>Приводы механизмов наклона мачты и копров-якорной лебедки</p> <p>Привод механизма подъема и опускания скрипового загрузочного ковша</p>
Червячно-цилиндрический редуктор	<p>Рельсорезный станок РМ-3</p> <p>Автомобильный кран КС-4561</p>	<p>Привод кривошипно-шатунного механизма</p> <p>Привод стреловой лебедки</p>

Список литературы

1. Анфимов М.И. Редукторы. Конструкции и расчет: Альбом. –М.: Машиностроение, 1993. –464 с.
2. Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора. –Л.: Машиностроение, 1983. –464 с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин: Учебное пособие для вузов. –М.: Высшая школа, 1982. –351 с.
4. Конструирование машин: Справочно-методическое пособие в 2 т.; Т.1 / Под общ. ред. К.В. Фролова. –М.: Машиностроение, 1994. –528 с.
5. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для студентов машиностр. специальностей вузов / Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. –Л.: Машиностроение, 1984. –400 с.
6. Машиностроение: Терминологический словарь / Под общ. ред. М.К. Ускова, Э.Ф. Богданова. –М.: Машиностроение, 1995. –592 с.
7. Приводы машин: Справочник / Под общ. ред. В.В. Длугого. –Л.: Машиностроение, 1982. –383 с.
8. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / Под общ. ред. С.А. Чернавского. –М.: Машиностроение, 1984. –560 с.
9. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник. –М.: Машиностроение, 1984. –247 с.
10. Устройство и применение техники железнодорожных войск. –М.: Воениздат, 1992. –512 с.
11. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. –М.: Высшая школа, 1991. –432 с.

Бесплатно

Редактор Сухих Е.А.

Подписано к печати 27.03.2000 г. Зак. 201.

Формат 60x84 1/16. Печ.л. 6,00.

Тип. ВГУ ЖДВ РФ.