

Владимирский государственный университет

В. П. УМНОВ

**КОМПОНЕНТЫ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ
УСТРОЙСТВ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ
И РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

Учебное пособие

Владимир 2024

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

В. П. УМНОВ

КОМПОНЕНТЫ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ И РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Учебное пособие

Электронное издание



Владимир 2024

ISBN 978-5-9984-1710-8

© ВлГУ, 2024

© Умнов В. П., 2024

УДК 621.865
ББК 32.816

Рецензенты:

Кандидат технических наук, доцент
доцент кафедры вычислительной техники и систем управления
Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых
С. И. Лиходеев

Кандидат технических наук, доцент
начальник проектно-конструкторского отдела
АО «ВЗМ» г. Владимира
И. Е. Голованов

Умнов, В. П.

Компоненты исполнительных устройств мехатронных модулей и робототехнических систем [Электронный ресурс] : учеб. пособие / В. П. Умнов ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2024. – 272 с. – ISBN 978-5-9984-1710-8. – Электрон. дан. (9,45 Мб). – 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM). – Систем. требования: Intel от 1,3 ГГц ; Windows XP/7/8/10 ; Adobe Reader ; диск-код DVD-ROM. – Загл. с титул. экрана.

Изложены основные сведения о компонентах современных мехатронных модулей. Рассмотрены вопросы построения исполнительных систем мобильных и манипуляционных роботов.

Предназначено для студентов направлений подготовки 15.03.06, 15.04.06 – Мехатроника и робототехника, а также 15.03.04, 15.04.04 – Автоматизация технологических процессов и производств, может быть полезно студентам и специалистам других технических направлений, занимающихся проектированием модулей и комплексов для автоматизированных производств.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС ВО.

Табл. 14. Ил. 185. Библиогр.: 30 назв.

ISBN 978-5-9984-1710-8

© ВлГУ, 2024
© Умнов В. П., 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЯХ И РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ	7
1.1. Общие сведения о мехатронных системах и модулях	7
1.2. Конструктивное выполнение мехатронных модулей движения.....	15
1.3. Робототехнические системы и их исполнительные устройства	31
<i>Вопросы для самопроверки</i>	37
Глава 2. ПРИВОДНЫЕ КОМПОНЕНТЫ И ДАТЧИК В МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЯХ И РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ.....	38
2.1. Исполнительные двигатели переменного тока и их управление	38
2.1.1. Асинхронные и синхронные двигатели.....	38
2.1.2. Частотные преобразователи для двигателей переменного тока.....	50
2.2. Специальные синхронные двигатели и их управление	53
2.2.1. Шаговый двигатель.....	53
2.2.2. Гистерезисный двигатель.....	61
2.2.3. Синхронный реактивный и вентильный индукторный двигатели	64
2.3. Двигатели постоянного тока и их управление.....	69
2.4. Датчики мехатронных модулей и робототехнических систем.....	87
2.5. Устройства фиксации подвижных частей в мехатронных модулях и робототехнических системах.....	105

Глава 3. МЕХАНИЗМЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ В МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЯХ.....	118
3.1. Назначение механизмов преобразования движения в мехатронных модулях и их основные технические характеристики	118
3.2. Механизмы преобразования движения в мехатронных модулях вращательного движения	122
3.3. Опоры валов в модулях вращательного движения.....	139
3.4. Механизмы преобразования движения в мехатронных модулях поступательного движения	166
3.5. Направляющие в механизмах поступательного перемещения	178
3.6. Соединительные муфты в мехатронных модулях.....	205
<i>Вопросы для самопроверки</i>	211
 Глава 4. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ	 213
4.1. Исполнительные механизмы (двигатели) мобильных роботов.....	213
4.2. Механизмы исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов.....	222
4.2.1 Основные характеристики механизмов исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов.....	222
4.2.2 Конструктивно – компоновочные и кинематические схемы механизмов исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов	229
4.3. Механизмы уравнивания.....	248
4.4. Механизмы захватных устройств.....	261
<i>Вопросы для самопроверки</i>	266
 ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	 268
 БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	 269

ВВЕДЕНИЕ

В технических системах исполнительные устройства представляют собой совокупность преобразователей, превращающих входной сигнал управления в выходной сигнал (обычно в движение), воздействующий на объект управления. Самым распространенным типом исполнительных устройств являются электромеханические устройства благодаря целому ряду достоинств: экологичность (не оставляют отходов, в отличие от гидравлических), сравнительно низкая цена, простота эксплуатации (в частности программирования, настройки, ремонта и модернизации), высокая скорость и эффективность работы (в маломощных устройствах), доступность источника питания, компактность.

Электромеханические исполнительные устройства – один из основных компонентов современных мехатронных модулей, во многом определяющих качественные показатели их работы. Они обычно состоят из управляемого от силового преобразователя двигателя, механизма преобразования движения, включающего механическую передачу или редуктор, при необходимости механизма преобразования вида движения (чаще вращательного в поступательное) с опорами для вращающихся валов и поступательно перемещающихся конструктивных элементов, соединительной муфты (при необходимости), тормоза (последнего иногда может и не быть) и встроенного в конструкцию модуля или двигателя датчика. В некоторых случаях в составе модуля используются электромагнитные или гидравлические фиксаторы положения рабочего органа или подвижного конструктивного элемента в неподвижном положении. Движение от двигателя может передаваться непосредственно к рабочему механизму без использования механизмов преобразования движения (так называемый «прямой привод»). Все перечисленные компоненты мехатронного модуля должны быть подобраны соответствующим образом для каждой конкретной задачи, исходя из предъявляемых технических требований.

Мехатронный модуль является составной частью робота, который для производственных задач может быть мобильным или манипуляционным. В мобильном роботе мехатронные модули обеспечивают

движение его ходовой части – колесных, гусеничных или шагающих движителей. В манипуляционных роботах мехатронные модули реализуют перемещения исполнительной кинематической цепи, состоящей из звеньев, соединенных кинематическими парами для обеспечения движения рабочего органа (рабочего инструмента или захватного органа) при выполнении рабочей операции. При надлежащем выборе типов исполнительных устройств для каждой из частей робота и качественной реализации их взаимодействия достигается гибкость и эффективность работы всего робота в целом. Подбор рабочих устройств мехатронных модулей и робототехнических систем – сложный этап в конструировании и в нём должны быть задействованы силы инженеров технологического, информационно-технического и непосредственно робототехнического профиля.

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЯХ И РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

1.1. Общие сведения о мехатронных системах и модулях

Мехатроника – область науки и техники, основанная на синергетическом объединении узлов точной механики с электронными, электротехническими и компьютерными компонентами, обеспечивающими проектирование и производство качественно новых модулей, систем, машин и систем с интеллектуальным управлением их функциональными движениями. Основной целью мехатроники, как научно-технической дисциплины, является разработка принципиально новых функциональных узлов, блоков и модулей, реализующих двигательные функции, которые используются как основа для подвижных интеллектуальных машин и систем [9,14,24]. В связи с этим, предметом мехатроники становятся технологические процессы проектирования и выпуска систем и машин, способных реализовать требуемый двигательный функционал. Методология, используемая в рамках мехатроники, опирается на взаимную интеграцию технологий, структурных элементов, информационных и энергетических процессов из целого перечня естественно-научных и инженерных направлений (информатики, точной механики, микроэлектроники, автоматического управления и т. п.). Обычно мехатронная система является объединением собственно электромеханических компонентов с силовой электроникой, которые управляются с помощью различных микроконтроллеров, персональных компьютеров или других вычислительных устройств. При этом система в истинно мехатронном подходе, несмотря на использование стандартных компонентов, строится как можно более монолитно, конструкторы стараются объединить все части системы воедино без использования лишних интерфейсов между модулями. В частности, применяя встроенные непосредственно в микроконтроллеры аналого-цифровые преобразователи, интеллектуальные силовые преобразователи и т. п. Это уменьшает массу и размеры системы, повышает её надёжность и даёт некоторые другие преимущества. Любая система, управляющая группой приводов, может считаться мехатронной.

Наиболее яркими представителями мехатронных систем являются роботы и станки с ЧПУ [15]. Обобщенная схема мехатронной системы представлена на рис. 1.1.

Основой любой мехатронной системы, в том числе робототехнической, являются мехатронные модули.

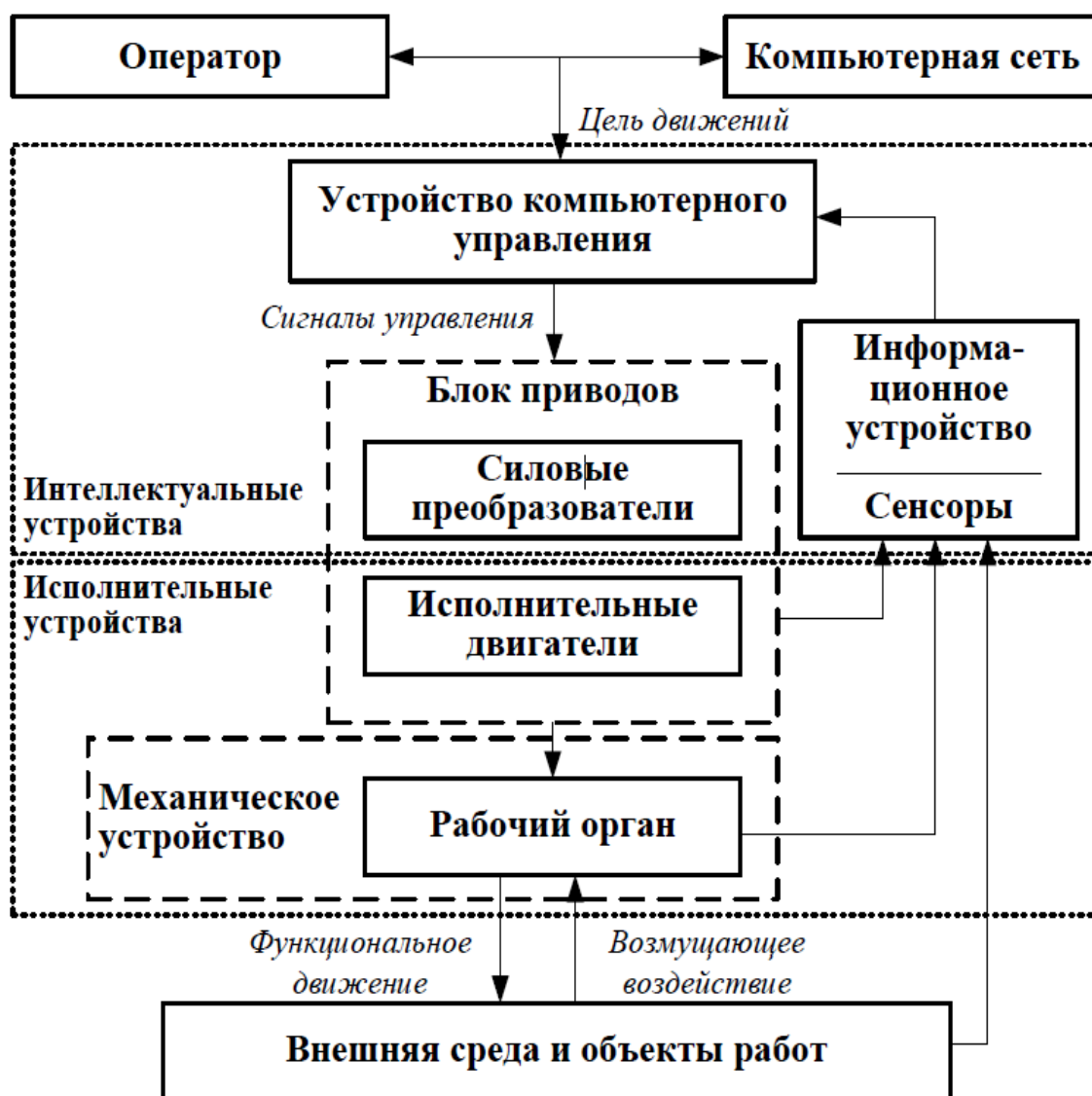


Рис. 1.1. Обобщенная схема мехатронной системы

Мехатронный модуль (ММ) – унифицированный мехатронный объект, имеющий автономную документацию и предназначенный, как правило, для реализации движений по одной координате. Примерами

мехатронных модулей служат части станков - шпиндельная бабка, поворотный стол. В качестве модулей могут выступать двигатели, редукторы и т.п. Более сложные модули (автономные приводы) - мотор-редуктор, мотор-колесо, мотор-шпиндель, мотор-барабан и поворотный стол. По физической природе составляющих элементов ММ подразделяются на электроприводные, гидроприводные, пневмоприводные и прочие. В состав электроприводных ММ входят электродвигатель и (как правило) преобразователь движения. Они распространены наиболее широко и обычно являются базой для сравнения вариантов на стадии проектирования. Гидроприводные ММ содержат гидродвигатели линейного или вращательного движения. По сравнению с электроприводными они обладают значительно меньшими размерами и массой, в частности, потому, что не требуют преобразователя движения; малой инерционностью; простотой регулирования и его широким диапазоном. К недостаткам их следует отнести сравнительно высокую стоимость; необходимость в насосной установке; чувствительность к качеству рабочей жидкости. Пневмоприводные ММ по принципу действия подобны гидроприводным, а различия между ними определяются особенностями рабочей среды – сжатого воздуха. ММ с пневмоприводом конструктивно проще гидроприводных, дешевле, менее требовательны в эксплуатации, способны реализовать более высокие скорости движения. В то же время их нагрузочная способность при равных размерах на два порядка меньше, существенно ниже КПД, они не в состоянии обеспечивать точные перемещения. В число прочих ММ входят модули как с комбинированным приводом, например, электрогидравлическим, так и с устройствами для преобразования энергии, не относящимися к электро-, гидро и пневмоприводу.

Классификация ММ по конструктивным признакам представлена на рис. 1.2. В полной мере фундаментальному определению мехатроники соответствуют только интеллектуальные мехатронные модули, которые содержат приводную часть (двигатель), информационную часть (датчики) и аппаратно-встроенную компьютерную часть.

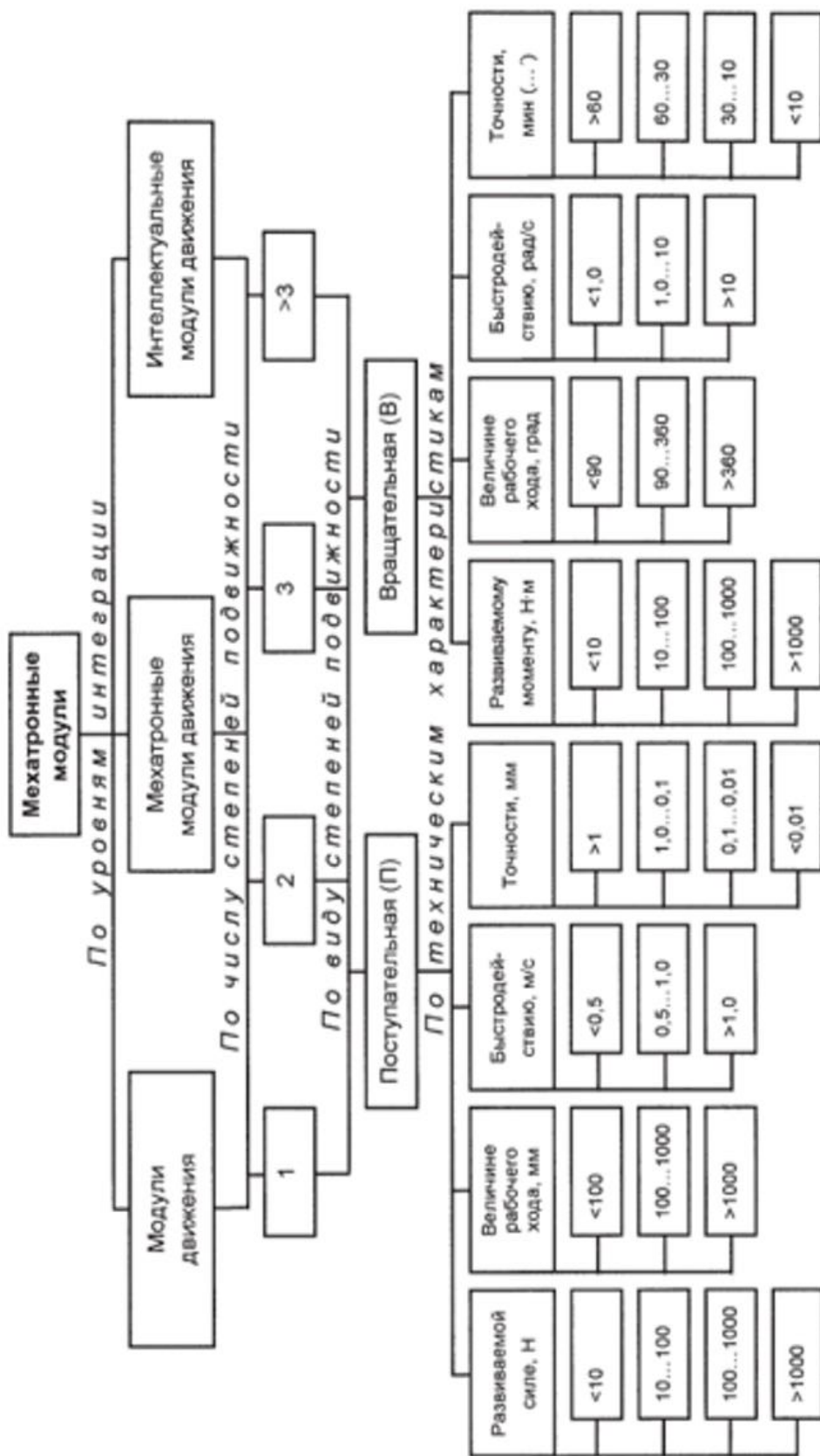


Рис.1.2. Классификация мехатронных модулей

Анализ развития мирового рынка продукции машиностроения свидетельствует о появлении нового класса технологического и измерительного оборудования, транспортных средств на базе мехатронных модулей движения (ММД). Причем объемы производства ММД в развитых странах мира с каждым годом увеличиваются. Миллионы ММД находят применение в авиации, космосе, приборостроении, электротехнике, станкостроении, робототехнике, автомобилестроении и других важнейших отраслях промышленности. На базе ММД уже сегодня создаются экологически чистые наземные, подземные и водные транспортные средства, а также технологии высокоскоростного резания легких сплавов для авиационных металлоконструкций, высокопроизводительного, "сухого" шлифования прецизионных деталей для автомобильной и подшипниковой промышленности, субмикронных измерений деталей и прецизионной высокопроизводительной обработки штампов и пресс-форм графитовых электродов и пластмассовых изделий. При этом главным признаком, отличающим ММД от общепромышленного электропривода, является введение электродвигателя в узел машины: электрошпиндель, мотор-шпиндель, электромеханизм линейного перемещения инструментов головки, поворотный глобусный или координатный стол, мотор-колесо и т.п.

Основную номенклатуру ММД, на основе которых в настоящее время создаются производственные машины и транспортные средства нового поколения, можно подразделить на четыре группы.

1 Высокооборотные модули с максимальной частотой вращения от 9 000 до 250 000 мин⁻¹ и мощностью от 0,1 до 30 кВт для металлорежущих станков, деревообрабатывающих машин, станков для сверления печатных плат, компрессоров и т.д.

В этих модулях используются воздушные и электромагнитные подшипники. Основные преимущества выпускаемых электрошпинделей на магнитных подшипниках:

- отсутствие механических контактов и, как следствие, износа;
- возможность использования более высоких (по сравнению с традиционными конструкциями) скоростей;
- небольшая вибрация, отсутствие трения и снижение тепловых потерь;
- возможность изменения жесткости и демпфирующих характеристик системы;

- возможность работы в вакууме и вредных средах; - экологическая чистота.

2 Низкооборотные модули с максимальной частотой вращения от 4 до 300 мин⁻¹, моментом от 10 до 2500 Н·м и точностью позиционирования до 3" для поворотных столов станков, измерительных машин, оборудования для электронного машиностроения, узлов роботов и многоцелевых инструментальных головок. Модули подобного типа могут с успехом применяться в электровелосипедах, инвалидных колясках, электромотоциклах, скутерах и других легких транспортных средствах. Технические характеристики некоторых транспортных ММД, например, электровелосипедов и инвалидных колясок существенно превышают характеристики лучших мировых производителей. Так, масса инвалидной коляски меньше на 30 %, а пробег без подзарядки батареи больше на 50 %, чем у импортных аналогов.

3. Модули линейного движения с усилием от 10 до 5000 Н и скоростью до 32 м/с для приводов металлорежущих станков, промышленных роботов и измерительных машин, а также для запирающих устройств газо- и нефтепроводов.

4. Цифровые электроприводы с бесколлекторными синхронным и асинхронным двигателями мощностью до 10 кВт с моментом от 1 до 40 Н·м и высоким отношением момента к массе для приводов подачи высокопроизводительных станков и роботов, текстильных и деревообрабатывающих машин, приводов вентиляторов, насосов и т.д. Блок управления такими приводами создается на базе силовых интеллектуальных схем и встраивается в корпус или клеммную коробку электродвигателя.

В связи с расширением рынка высокопроизводительных машин и оборудования традиционной и нетрадиционной компоновок и освоением производства указанных ММД практически всеми ведущими электротехническими фирмами мира осуществляется постепенный перевод специальных ММД в модули движения общепромышленного применения. Рынок таких ММД стремительно развивается: спрос на эту продукцию в 1997 г. достигнет 100-120 тыс. штук. Аналогичные примеры можно привести и по другим ММД, в том числе по линейным двигателям для станкостроения и робототехники, измерительных машин и транспортных средств. Применение ММД в обрабатывающих

центрах традиционной компоновки позволило повысить производительность фрезерования почти в 3 раза. Относительно высокая стоимость таких машин не останавливает ведущие авиационные концерны в мире от их закупок уже в настоящее время. Еще большие возможности применения ММД имеют машины нетрадиционной компоновки: обрабатывающие и измерительные машины на основе так называемой платформы Стюарта и мехатронных поворотных столов. Сравнение экономических показателей такого блочно-модульного станка с аналогичными показателями обрабатывающего центра традиционного типа дает следующие результаты: -сокращение в 2-2,5 раза занимаемой производственной площади; -сокращение в 2-3 раза числа базовых деталей; - уменьшение в 1,5-2 раза металлоемкости (особенно при нетрадиционной компоновке). Анализ технико-экономических показателей ММД и созданных на их базе машин нового поколения с учетом рынка продукции машиностроения позволяет выделить основные тенденции в области технического совершенствования компонентов общепромышленного применения:

- интенсивное развитие мехатронных модулей вращательного движения и линейного перемещения на базе электродвигателей переменного тока, встроенных в приводные узлы машин и оборудования, создаваемых специализированными фирмами и поставляемых машиностроительным предприятиям – лидерам машиностроительного инновационного рынка;

- развитие международной научно-технической и производственной кооперации в области комплектных систем управления машинами новых поколений на базе ММД для создания новых высококвалифицированных рабочих мест.

На основании прогноза и анализа развития станкостроения можно выделить следующие основные направления:

- качественное изменение конструкций металлорежущих станков (конструкции станков с параллельной кинематикой, гексаподные конструкции, конструкции типа «Box in a box» и др.);

Конструктивное объединение исполнительного и приводного элементов механизмов линейных и вращательных перемещений станков, реализующих концепцию привода прямого действия «Direct

Drive», позволяет исключить промежуточные механические преобразователи и передачи, повысить точность, быстродействие, снизить потери.

Наличие в этих конструкциях встроенных систем автоматического управления и датчиков контроля технологического процесса делает мехатронные узлы интеллектуальными автономными модулями, на базе которых могут создаваться конструкции перспективных металлообрабатывающих станков. Использование мехатронных модулей движения позволяет обеспечить высокий уровень автоматизации технологических процессов. На рис. 1.3 приведен перечень мехатронных модулей движения и агрегатов на их основе, используемых в современных металлорежущих станках.

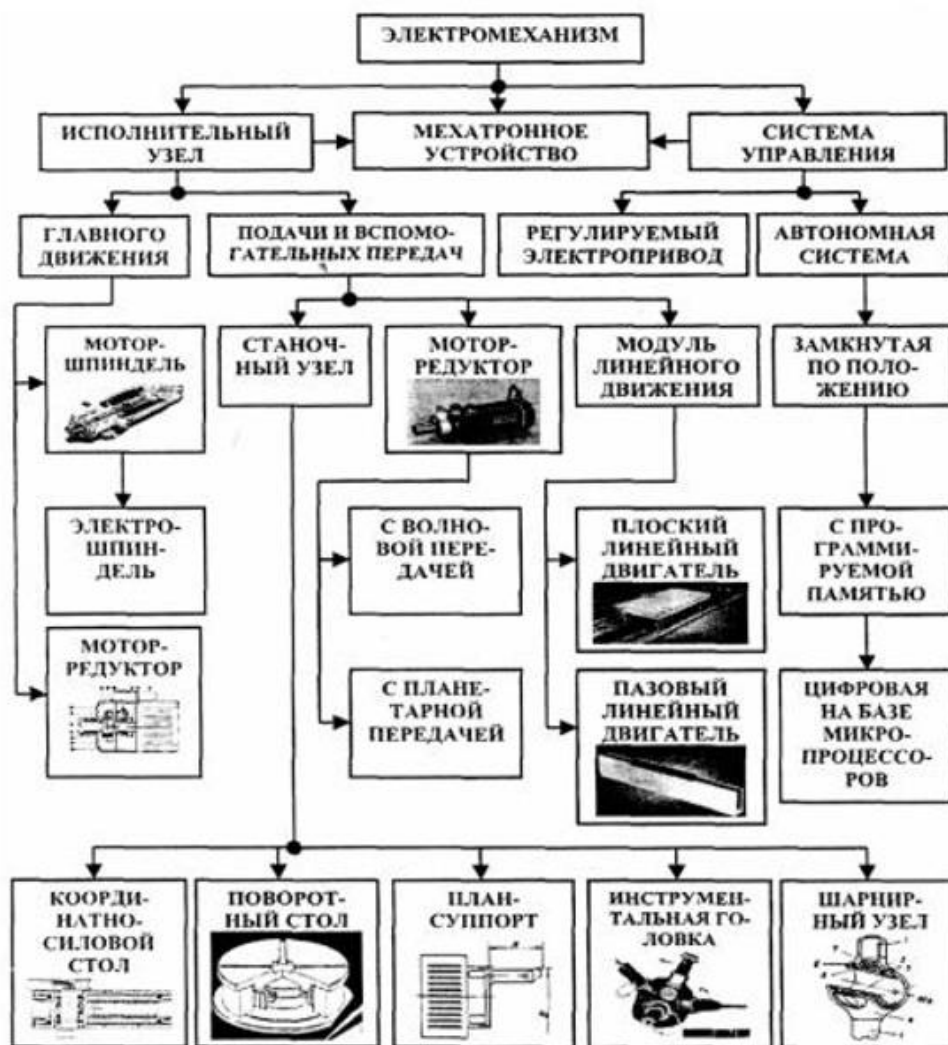


Рис. 1.3 Перечень мехатронных модулей движения и агрегатов на их основе, используемых в современных металлорежущих станках

1.2. Конструктивное выполнение мехатронных модулей движения

Главным отличительным признаком мехатронного модуля движения (ММД) от общепромышленного привода является использование вала двигателя в качестве одного из элементов механического преобразователя движения. Примеры ММД: мотор-редуктор, мотор-колесо, мотор-барaban, электрошпиндель.

Мотор-редуктор объединяет в один компактный конструктивный модуль электродвигатель и преобразователь движения. Эта конструкция получила в настоящее время широкое распространение. Выпускается целая гамма различных типов мотор-редукторов для различных условий применения, позволяющая найти оптимальное решение каждой конкретной задачи. По сравнению с традиционным соединением двигателя и редуктора через муфту моторы - редукторы обладают целым рядом существенных преимуществ:

- сокращение габаритных размеров;
- снижение стоимости за счет сокращения количества присоединительных деталей, уменьшения затрат на установку, наладку и запуск изделия;
- улучшенные эксплуатационные свойства (пыле- и влагозащищенность, минимальный уровень вибраций, безопасность и надежность работы в неблагоприятных производственных условиях).

Конструктивное исполнение модуля определяется типами используемых редуктора и электродвигателя. В зависимости от технических требований задачи применяются цилиндрические, насадные, конические, червячные и другие виды редукторов. В качестве электродвигателей наиболее часто используются асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором и регулируемые преобразователями частоты вращения, однофазные двигатели и двигатели постоянного тока. Многие зарубежные и отечественные фирмы производят электродвигатели, цилиндрические и планетарные редукторы и на их основе мотор-редукторы, которые при необходимости снабжают фотоимпульсными датчиками, резольверами и тормозами (переводя таким образом в класс ММД). Блочная система присоединения к двигателю различных типов планетарных и цилиндрических редукторов, а также магнитных и цифровых фотоимпульсных датчиков показана на рис. 1.4.

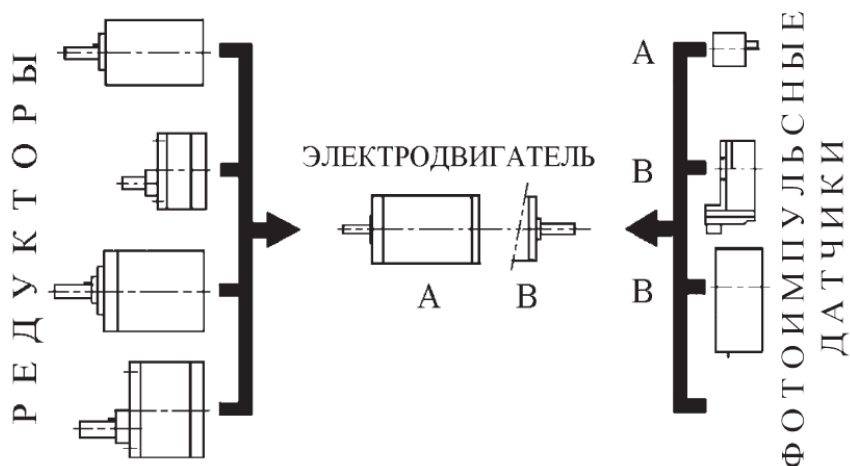


Рис. 1.4. Блочно-модульная система формирования мотор-редукторов: А, В – исполнения двигателя

Конструктивное объединение двигателя и преобразователя движения в мотор-редуктор имеет ряд преимуществ по сравнению с устаревшей системой соединения двигателя и преобразователя движения через муфту. Это и значительное сокращение габаритных размеров, и существенное уменьшение количества соединительных узлов и деталей, и снижение затрат на установку, отладку и запуск.

Благодаря своим достоинствам мотор-редуктор является в настоящее время одним из наиболее распространенных видов электропривода. Во всем мире выпускают ежегодно миллионы штук мотор-редукторов различных типов и исполнений, что позволяет удовлетворить все мыслимые потребности. Мотор-редуктор с преобразователем движения в виде соосного цилиндрического редуктора (рис. 1.5) состоит из двух основных элементов: двигателя 1 и редуктора 2, имеющего стыковочную поверхность 3 с отверстиями для крепления к ней двигателя винтами или болтами 4.

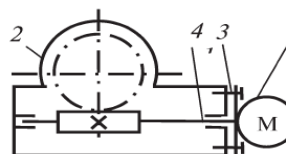
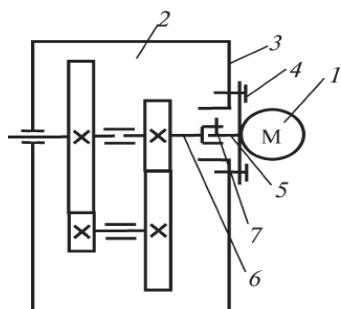


Рис. 1.5. Соосный двухступенчатый редуктор Рис. 1.6. Червячный мотор-редуктор

При объединении двигателя и редуктора в единый конструктивный модуль вал 5 двигателя вводят во входной полый вал 6 редуктора и закрепляют шпонкой 7. Возможен вариант, когда двигатель и редуктор имеют общий вал. Схема одноступенчатого червячного мотор-редуктора представлена на рис. 1.6. Он состоит из двигателя 1 и червячного преобразователя движения 2, соединенных в общий корпус винтами 3. Вал 4 двигателя и преобразователя движения единый.

Внешний вид двухступенчатого червячного мотор-редуктора фирмы *MOTOVARIO* показан на рис. 1.7.

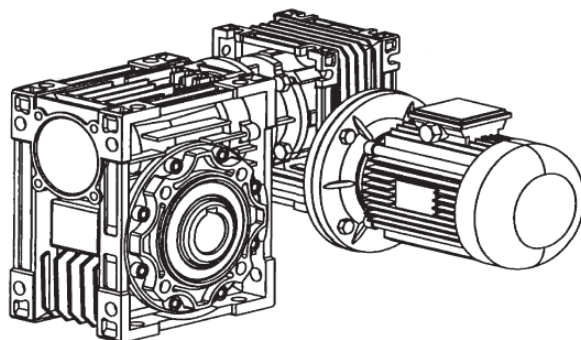


Рис. 1.7. Двухступенчатый червячный мотор-редуктор фирмы *MOTOVARIO*

В мотор-редукторах наиболее часто используют асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, регулируемые преобразователем частоты вращения вала, однофазные двигатели и двигатели постоянного тока.

Планетарный зубчатый мотор-редуктор изображен на рис. 1.8.

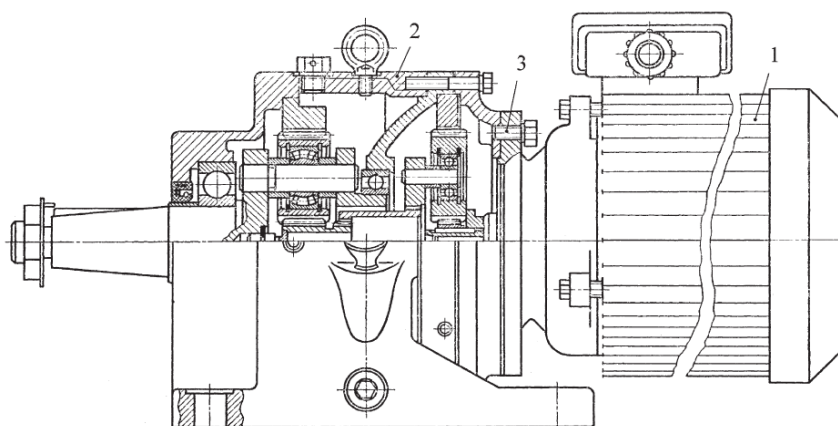


Рис. 1.8. Планетарный двухступенчатый мотор-редуктор

Он состоит из асинхронного двигателя *1* и двухступенчатого планетарного зубчатого преобразователя движения *2*, соединенных при помощи винтов *3* в единый корпус. В преобразователе движения плавающими элементами являются водило первой ступени и солнечная шестерня второй ступени, которые связаны между собой зубчатыми муфтами. Водило второй ступени выполнено заодно с выходным валом преобразователя движения. Сателлиты первой ступени установлены в водилах консольно.

Планетарно-цевочный одноступенчатый мотор-редуктор, состоящий из двигателя *1* и преобразователя движения *2*, соединенных в единый корпус винтами *3*, представлен на рис. 1.9.

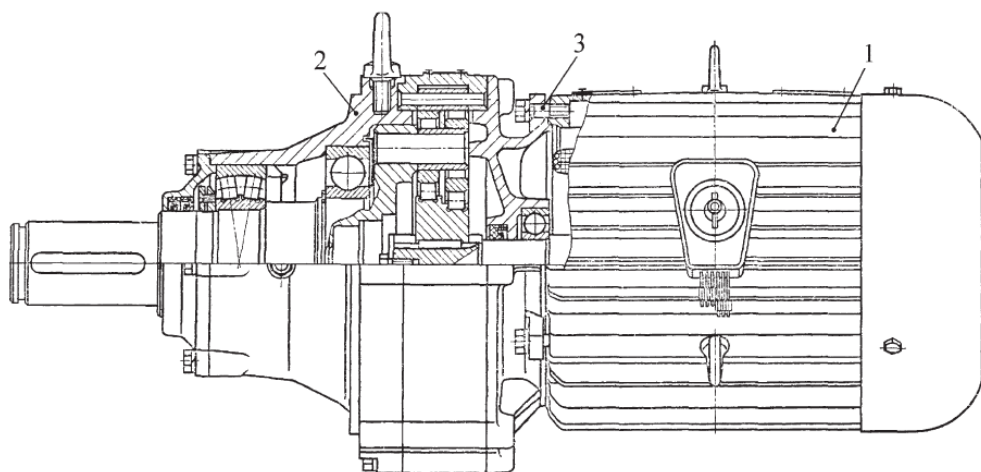


Рис. 1.9. Планетарно-цевочный мотор-редуктор

Мотор-редуктор на основе волнового механизма с электромагнитным генератором волн изображен на рис. 1.10.

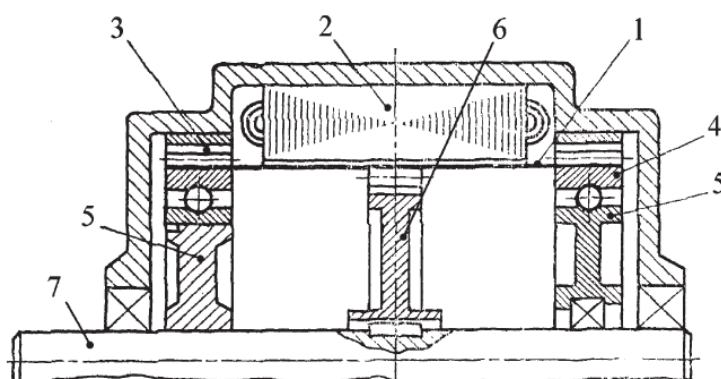


Рис. 1.10 Волновой мотор-редуктор

Он состоит из гибкого колеса 1, электромагнитного генератора волн 2, жестких колес 3, гибких подшипников 4, кулачков 5, зубчатого колеса 6 и выходного вала 7. При работе мотор-редуктора гибкое колесо под воздействием электромагнитного генератора волн входит в зацепление с жесткими колесами. При этом гибкое колесо деформируется синхронно с вращающимся электромагнитным полем и, взаимодействуя с жесткими колесами, вращается относительно корпуса, передавая через зубчатое колесо 6 вращение выходному валу. Кулачки с надетыми на них гибкими подшипниками приходят в движение вместе с гибким колесом.

Кулачки можно устанавливать на выходной вал непосредственно или при помощи подшипников качения. Во втором случае обеспечивается радиальная координация гибкого колеса относительно жесткого, увеличивается надежность, долговечность и повышается коэффициент полезного действия модуля движения.

Во многих случаях скорость вращения выходного вала мотор-редуктора должна быть изменяемой. Реализовать это требование возможно применением механических вариаторов, позволяющих регулировать скорость вращения, либо применением электронных устройств, изменяющих скорость вращения двигателя. Каждый из указанных способов, имеющих свои преимущества и недостатки, применяют в зависимости от тех конструктивных и технологических задач, которые необходимо решить. Например, если требуется повысить передаваемый момент на выходном валу, то целесообразно применять конструкцию мотор-редуктора с механическим вариатором. Если же необходимо расширить диапазон регулирования скорости либо сохранить минимальные габариты и массу мотор-редуктора, то предпочтительны частотные преобразователи скорости. В мотор-редукторах могут быть использованы различные типы вариаторов. При этом изделие получает название «*мотор-вариатор-редуктор*». На рис. 1.11 представлена общая компоновочная схема мотор-вариатор-редукторов.

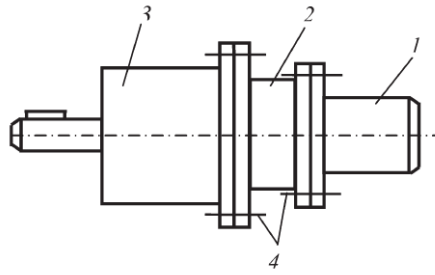


Рис. 1.11 Компоновка мотор-вариатор-редуктора

Двигатель 1, вариатор 2 и редуктор 3 соединяют фланцами с помощью винтов (болтов) 4. Применение мотор-редукторов в комплекте с частотными преобразователями скорости позволяет посредством изменения скорости вращения вала двигателя осуществлять плавное (бесступенчатое) регулирование скорости выходного вала с сохранением момента.

Конструкция мотор-колеса на основе планетарно-цевочного преобразователя движения типа *K-H-V* представлена на рис. 1.12.

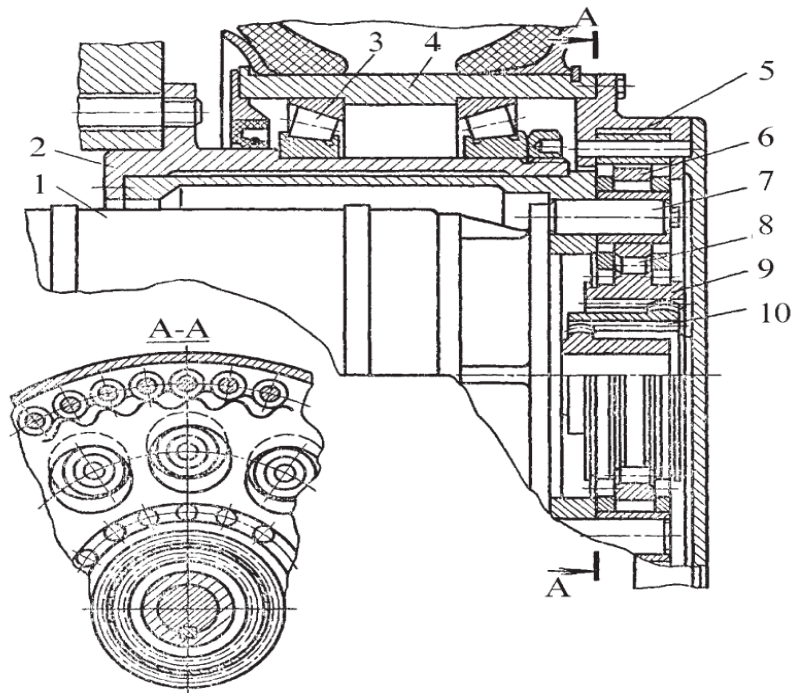


Рис. 1.12. Конструкция мотор-колеса на основе планетарно-цевочного редуктора

Эксцентрик 9 связан с валом электродвигателя 7 через двойную зубчатую муфту 10. Для роликов 8 эксцентрик имеет три беговые дорожки. Через сателлит 6 вращение передается цевочному колесу 5 и

далее на ступицу колеса 4, которая опирается на два конических радиально-упорных подшипника 3. Механизм параллельных кривошипов 7 установлен в неподвижной ступице 2. Передача является двухсателлитной, причем один из сателлитов раздвоен и расположен симметрично относительно другого, что исключает неравномерность распределения нагрузки по длине цевок колеса 5. Эксцентрик 9 выполнен плавающим и не имеет радиальных опор. Конструкция компактна и достаточно проста в сборке и разборке.

Развитие новых электронных технологий привело к созданию миниатюрных датчиков и электронных блоков для обработки их сигналов. Это позволило ввести в ММД электронные и информационные устройства, наличие которых является главным отличительным признаком ММД от МД. Важным шагом в развитии приводной техники стало появление высокомоментных двигателей вращательного движения, применение которых позволило вообще исключить механический редуктор из состава электроприводов постоянного тока, работающих на низких скоростях.

Высокомоментными называются двигатели постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов и электронной коммутацией обмоток, которые допускают многократную перегрузку по моменту. Для определения положения полюсов на роторе вентильного ВМД устанавливают дополнительные технические средства (например, датчики Холла, индуктивные и фотоэлектрические датчики). Обычно высокомоментные двигатели (ВМД) устойчиво работают на частотах вращения 0.1-1 1/мин, которые типичны для металлорежущих станков и промышленных роботов. Основные преимущества ВМД определяются отсутствием в приводе редуктора: - снижение материалоемкости, компактность и модульность конструкции; - повышенные точностные характеристики привода благодаря отсутствию зазоров; - исключение трения в механической трансмиссии позволяет существенно уменьшить погрешности позиционирования и нелинейные динамические эффекты на ползучих скоростях; - повышение резонансной частоты. ВМД выпускаются в настоящее время коллекторного и вентильного (иногда используется термин «бесщеточного», либо «бесконтактного») типов. Основные преимущества вентильных двигателей по сравнению с коллекторными: - высокая надежность, большой срок службы, минималь-

ные затраты на обслуживание (вследствие исключения искрения и износа щеток); - улучшенные тепловые характеристики (так как тепло рассеивается на обмотках статора, а на роторе тепловыделяющие элементы отсутствуют), отсюда возможность использования проводов малого сечения; - высокое быстродействие за счет высокого соотношения развиваемый момент/ момент инерции ротора;

- большая перегрузочная способность по моменту (типично $M_{\max}/M_{\text{ном}} = 8$) в широком диапазоне регулирования скорости;

- близкие к линейным механические и регулировочные характеристики. По сравнению с синхронными двигателями вентильные ВМД позволяют регулировать скорость вращения с помощью обратной связи, частота вращения не зависит от напряжения питания, нет проблемы выпадения из синхронизма. Основным недостатком вентильных двигателей - наличие дорогостоящих магнитов и блока управления коммутацией обмоток, отсюда пониженный показатель мощность/цена и повышенные габариты. В современных модификациях эта проблема решается путем построения этих блоков на базе относительно дешевых интегральных микросхем. В состав современных мехатронных модулей движения на основе ВМД обязательно входят также датчики обратной связи и иногда управляемые тормоза, что позволяет отнести такие ММД ко второму поколению. В качестве датчиков наиболее часто применяются фотоимпульсные датчики (энкодеры), тахогенераторы, резольверы и кодовые датчики положения. Принципиально важно, что модуль "двигатель-датчик" имеет единый вал, что позволяет сочетать высокие технические параметры и низкую стоимость.

Современное производство предъявляет к ММД целый ряд требований:

- высокая точность реализации исполнительных движений;
- надежность, долговечность; возможность работы при наличии раз-

личных видов возмущений и в широком диапазоне температур окружающей среды;

- значительно меньшие массогабаритные показатели по сравнению с обычным электроприводом.

Требования к развиваемым усилиям, точности и скорости исполнительных движений диктуются особенностями автоматизируемых операций, а требование минимизации размеров – необходимостью

встраивания модуля в ограниченное пространство. Попытка синтеза ММД из имеющихся в наличии серийно выпускаемых компонентов может привести к технически и экономически неэффективным решениям. Рациональным является проектирование специализированного ММД, наиболее полно отвечающего его служебному назначению. Сложность и противоречивость требований, предъявляемых к ММД, обуславливает целесообразность мехатронного подхода к их проектированию. В частности, следование принципу синергетической интеграции элементов системы приводит к обеспечению желаемого уровня качества модуля за счет конструктивного и функционального взаимопроникновения его компонентов, многие из которых являются специализированными и создаются в ходе параллельного системного проектирования с учетом их последующего объединения. Если преобладающим является требование обеспечения компактности, то оно может быть реализовано путем использования бесконтактных электрических машин и их интеграции с преобразователями движения и информационно-измерительными элементами. При этом преобразователи движения и датчики не являются отдельными устройствами, а становятся неотъемлемыми элементами двигателя. Синергетический эффект достигается также за счет выполнения некоторыми компонентами ММД нескольких функций одновременно. Такие решения позволяют исключить многие механические интерфейсы, упростить и удешевить конструкцию, устранить необходимость механической подгонки и согласования датчика и двигателя. ММД являются функциональными «кубиками», из которых можно компоновать сложные мехатронные системы.

Примеры ММД: модули на основе электродвигателей углового и линейного движения и различных преобразователей движения (винтовых, червячных, планетарных, волновых и т. п.), безредукторные ММД, безредукторные поворотные столы.

Мехатронный модуль линейного движения выходного звена изображен на рис. 1.13.

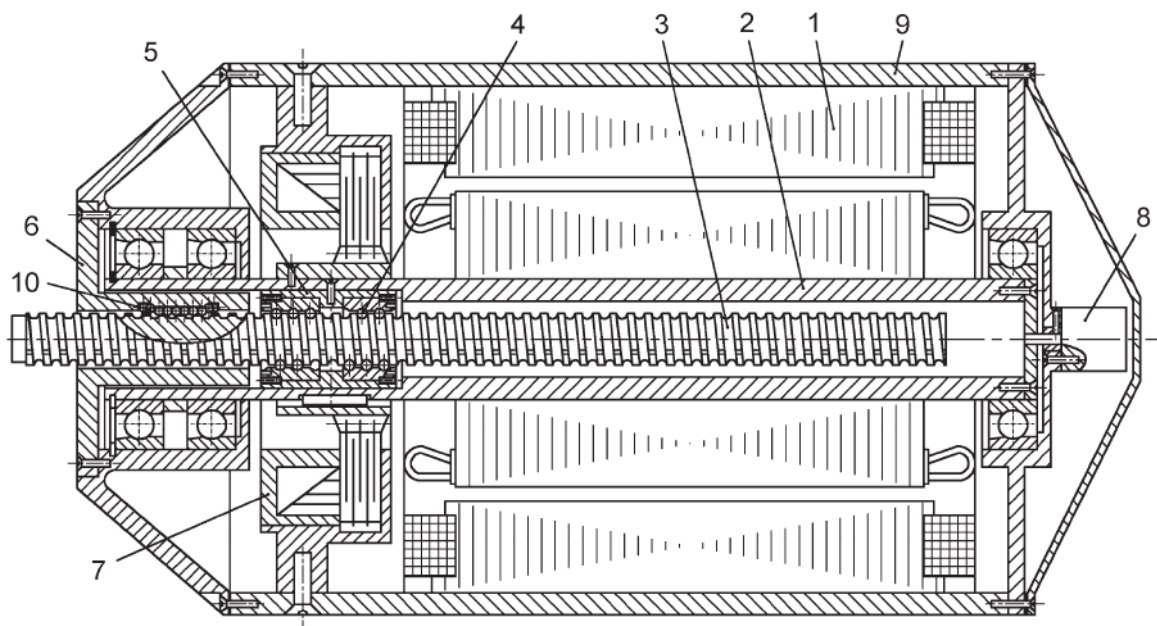


Рис. 1.13 Мехатронный модуль линейного движения

Он состоит из асинхронного двигателя *1* с полым валом *2*, шариковинтовой передачи, включающей в себя винт *3*, шарики *4*, составную гайку *5*, соединенную с валом *2*, направляющей *6*, нормально замкнутого электромагнитного тормоза *7*, фотоимпульсного датчика *8*

и корпуса *9*. При вращении ротора двигателя *1* вал *2* вращает гайку *5*, которая через шарики *4* вызывает поступательное перемещение винта *3*. Для предотвращения проворачивания и уменьшения трения при перемещении винта *3* в нем сделаны три продольных паза, в которые входят шарики *10* направляющей *6*. Величину перемещения винта *3* фиксирует фотоимпульсный датчик *8*. Электромагнитный тормоз *7*, закрепленный в корпусе *9*, в случае отключения электроэнергии срабатывает и останавливает винт.

Двухступенной (двухкоординатный) ММД показан на рис. 1.14.

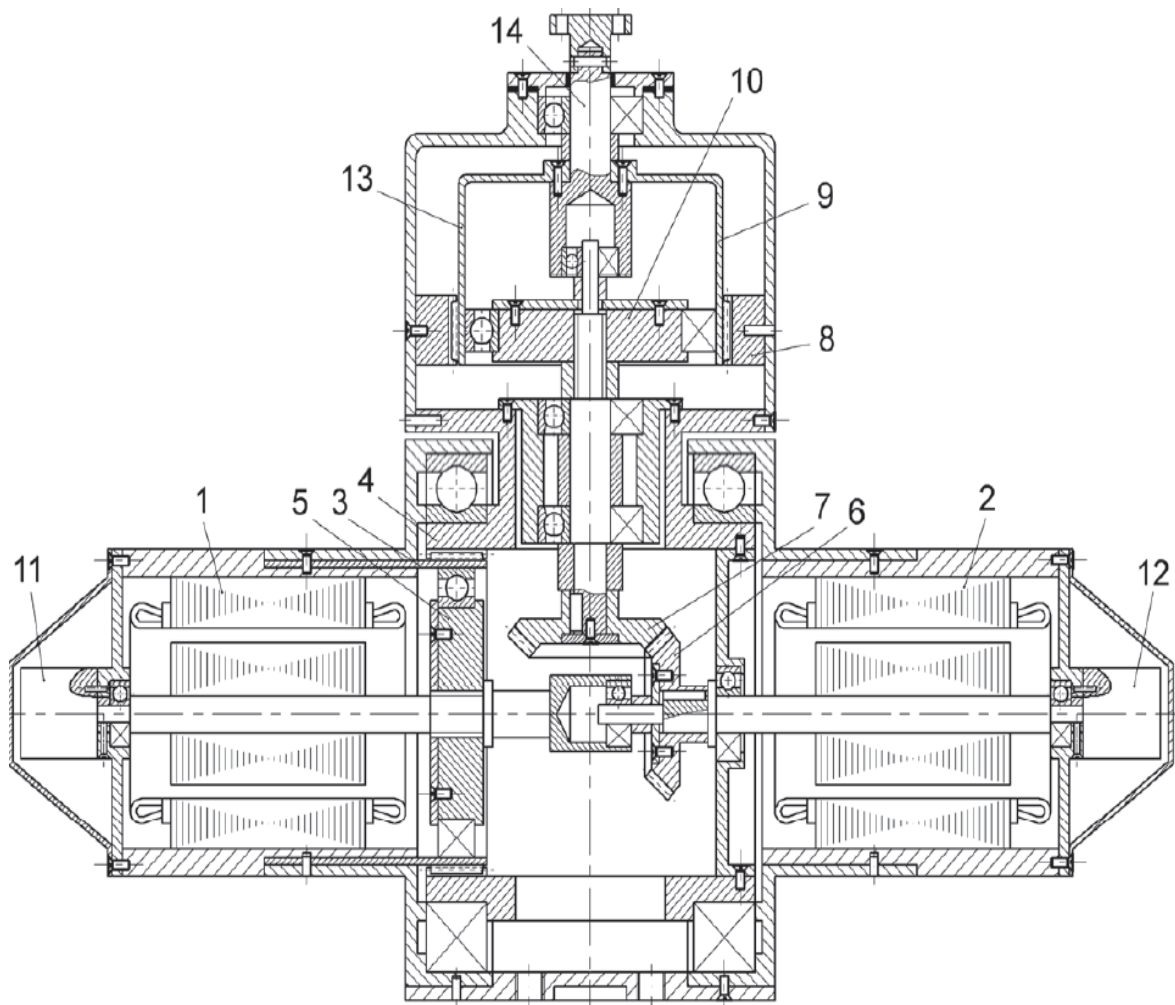


Рис. 1.14. Двухкоординатный мехатронный модуль движения

Модуль состоит из двух двигателей *1* и *2*, волнового преобразователя движения с неподвижным гибким колесом *3*, подвижным жестким колесом *4* и кулачковым генератором волн *5*, двухступенчатого преобразователя движения, состоящего из конической зубчатой передачи *6–7*, волнового преобразователя движения с неподвижным жестким колесом *8*, подвижным гибким колесом *9* и кулачковым генератором волн *10*, двух фотоимпульсных датчиков *11* и *12*. При включении двигателя *1* генератор волн *5* начинает вращаться и жесткое колесо *4* вместе со связанным с ним корпусом *13* приходит в движение. При включении двигателя *2* вращение его вала через пару зубчатых колес *6–7* приводит во вращение генератор волн *10*, и гибкое колесо *9* вместе со связанным с ним выходным валом *14* приходит в движение. Фотоимпульсные датчики *11* и *12* предназначены для определения положения и перемещения корпуса *13* и выходного вала *14* соответственно.

На рис. 1.15 изображен ММД фирмы *MAXON*.

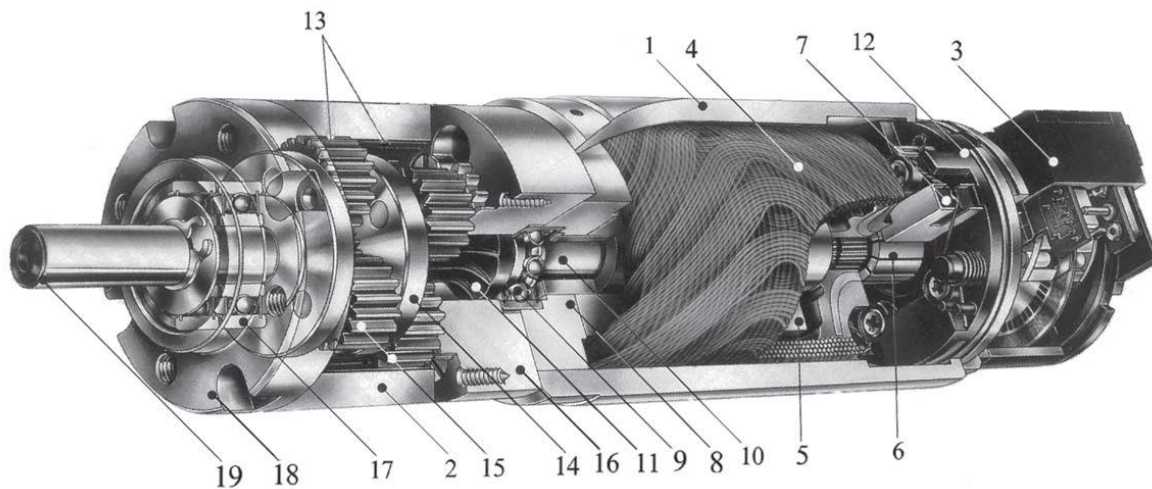


Рис. 1.15. Мехатронный модуль движения фирмы *MAXON*

Он состоит из коллекторного двигателя *1*, двухступенчатого планетарного редуктора *2* и фотоимпульсного датчика положения *3*.

Двигатель включает в себя обмотку *4*, магнит *5*, коллектор *6*, щетки *7*, фланец *8*, подшипник *9*, вал *10*, заканчивающийся вал-шестерней *11*, крышку *12*. Каждая ступень редуктора типа *2К-Н* с одним внешним и одним внутренним зацеплениями имеет два центральных колеса *11* и *13* (первая ступень), водило *14* и сателлиты *15*. Для установки подшипника *9* имеется специальная монтажная плита *16*. Подшипник *17* закреплен во фланце *18* преобразователя движения, через который проходит выходной вал *19*. Фотоимпульсный датчик предназначен для определения положения и перемещения выходного вала.

Важнейшим этапом развития ММД стали разработки модулей типа «двигатель – рабочий орган». Такие конструктивные модули имеют особое значение для технологических мехатронных систем, целью движения которых является реализация целенаправленного воздействия рабочего органа на объект работ. ММД типа «двигатель – рабочий орган» широко применяют в шлифовальных и фрезерных станках под названием мотор-шпиндели.

В настоящее время выпускают широкую номенклатуру высокоскоростных прецизионных электро- и пневмошпинделей с частотой вращения 9000... 250000 об/мин, предназначенных для обработки раз-

личных металлов и неметаллических материалов шлифованием, фрезерованием, сверлением, а также специального назначения, в том числе для промышленных лазеров. Высокоскоростной шпиндель, используемый в составе металлорежущего станка, должен обеспечивать ряд технических требований, к которым в первую очередь относятся:

- высокая пиковая мощность и мощность постоянного действия;
- максимальная радиальная и аксиальная жёсткость; - максимальная скорость вращения;
- соответствующая требованиям высокоскоростной обработки (ВСО) система крепления инструмента, часто с возможностью автоматической смены инструмента. Для каждого конкретного практического приложения должен быть произведён выбор между шпинделем с ременной передачей и моторшпинделем. На рис. 1.16 приведен электрошпиндель со встроенным двигателем датчиками и исполнительными элементами для контроля процесса высокоскоростной обработки.

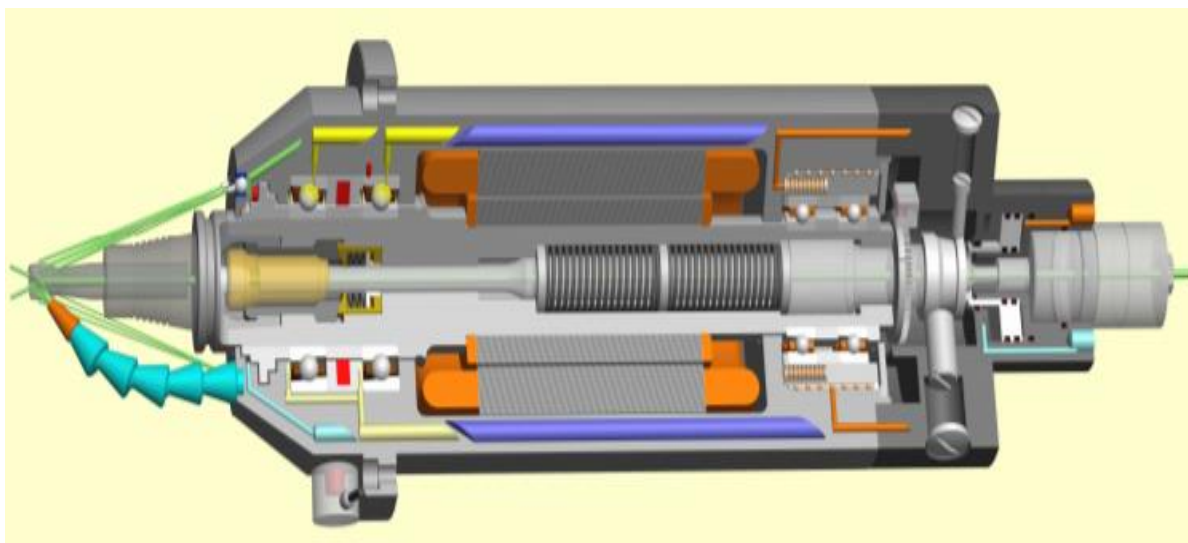


Рис. 1.16. Вид моторшпинделя

Двигатель интегрирован в корпус шпинделя и обеспечивает возможность высоких скоростей вращения без ограничений, обусловленных ременными и зубчатыми передачами. Моторшпиндель состоит из установленного на подшипниках шпиндельного вала, двигателя и системы зажима инструмента. Смазка подшипников перманентная на весь срок службы или воздушно-масляная. Воздушно-масляная смазка позволяет достичь более высокие – на 20% и выше скорости вращения.

Мощность электрошпинделя определяется мощностью мотора. Выбор шпинделя для конкретного приложения определяется требованиями станка. В конечном итоге должен быть сделан выбор оптимальной комбинации скорости вращения, мощности, жёсткости и нагрузочной способности.

ММД в виде безредукторного поворотного стола (рис. 1.17) предназначен для обеспечения режимов позиционирования и контурной обработки на фрезерных, сверлильных и расточных станках.

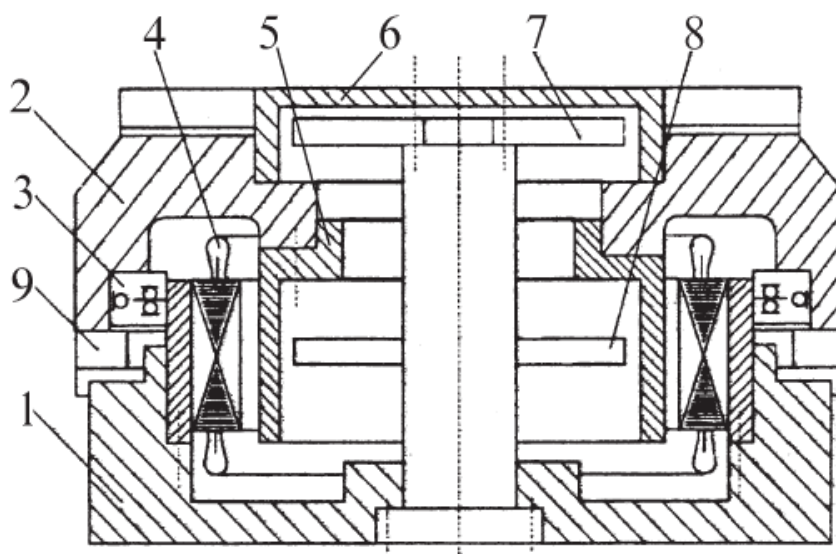


Рис. 1.17 Безредукторный поворотный стол

Стол состоит из основания *1* и собственно поворотного стола *2*, опирающегося на упорные подшипники *3*, встроенного двигателя *4*, ротор *5* которого соединен с планшайбой *6*, датчика *7* положения, датчика *8* скорости и гидротормоза *9*, обеспечивающего фиксацию планшайбы в нужном положении. Безредукторное соединение ротора двигателя с планшайбой позволяет увеличить точность позиционирования стола и расширить его технологические возможности. Одновременно упрощается конструкция стола, уменьшается число деталей, повышается жесткость.

Мехатронный подход к построению модулей вращательного движения на базе высокомоментных двигателей получил в последние годы свое развитие и в модулях линейного перемещения (рис. 1.18). Цель проектирования аналогична - исключить механическую передачу из состава ММД. Мехатронные модули движения на основе линейных

высокомоментных двигателей (ЛВМД) находят все большее применение в гексаподах, высокоскоростных станках (многоцелевых, фрезерных, шлифовальных), комплексах для лазерной и водоструйной резки, вспомогательном оборудовании (крестовых столах, транспортерах).

Традиционные электроприводы линейных перемещений включают в себя двигатель вращательного движения и механическую передачу для преобразования вращения в поступательное движение (шарико-винтовую передачу (ШВП), зубчатую рейку, ленточную передачу и т.п.). С начала 80-х годов известны разработки собственно линейных двигателей, однако из-за низких удельных силовых показателей они имели ограниченную область применения (графопостроители, координатно-измерительные машины) и в автоматизированном оборудовании не могли быть использованы.

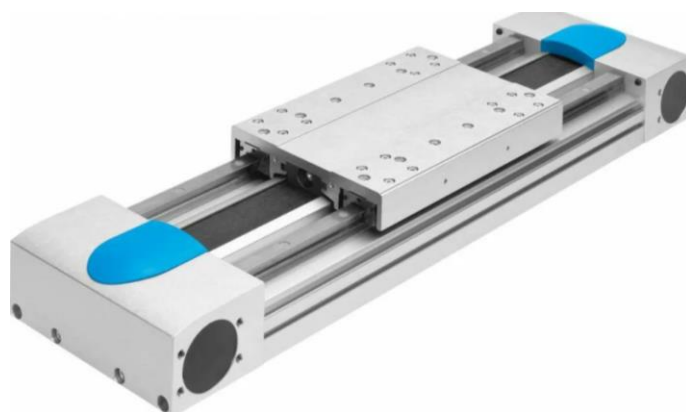


Рис. 1.18 Мехатронный модуль с линейным двигателем

Основные преимущества модулей на базе ЛВМД по сравнению с традиционными линейными приводами:

- повышение в несколько раз максимальной скорости движения (до 150-210 м/мин) и ускорения (в перспективе до 5g);
- высокая точность реализации движения;
- высокая статическая и динамическая жесткость.

Вместе с тем имеется ряд проблем при проектировании и внедрении ЛВМД: более высокая стоимость, необходимость использования систем охлаждения ММД (жидкостной или воздушной), относительно невысокий КПД модуля.

Прямой привод - это модуль движения, не имеющий механических передач, то есть электрическая машина с непосредственным преобразованием электромагнитной энергии в линейное или поворотное

перемещение. С инженерной точки зрения двигатель прямого привода представляет собой развернутую в декартовой или сферической системе координат электромагнитную систему, индуцирующую стоящее или бегущее пространственное магнитное поле. Управляя силами магнитного взаимодействия пространственного поля подвижного элемента системы с полем неподвижного элемента, можно реализовать перемещение подвижного элемента по траектории практически любой сложности в первой или второй системе координат.

Системы прямого привода подразделяются на линейные и поворотные двигатели (платформы), и специальные многокоординатные системы. Другие типы двигателей прямого привода имеют крайне ограниченное применение.

В классическом исполнении якорь линейного двигателя, питаемый от источника переменного тока, перемещается над статором, состоящим из стальной пластины и постоянных магнитов (т.н. магнитная дорога), вследствие взаимодействия переменного поля якоря со статическим полем статора. Поворотные платформы (поворотные двигатели) представляют собой электромагнитную систему, в которой в зависимости от исполнения подвижной частью может быть, как якорь, так и статор. В последнем случае якорь закрепляется неподвижно, а перемещение совершает подвижное статорное кольцо.

Частными случаями поворотного двигателя являются кольцевой и сегментный двигатели. Сегментный синхронный двигатель состоит из нескольких сегментов статора с трёхфазной системой обмоток и ротора с запрессованными редкоземельными постоянными магнитами. Равномерность вращения в сегментном двигателе достигается благодаря синусоидальной коммутации токов в фазах двигателя. В машиностроении сегодня применяются преимущественно синхронные линейные и поворотные двигатели на редкоземельных магнитах. По сравнению с асинхронными они обладают значительно большей мощностью и лучшими динамическими характеристиками.

Основные достоинства систем прямого привода:

1. Максимально высокие показатели точности (до 0,00001 мм) и повторяемости.
2. Способность создавать больший момент (до 50000 Нм) и, как следствие этого, возможность развития значительных ускорений, в том числе под нагрузкой.

3. Устойчивость всех основных электромагнитных и механических характеристик во время работы.

4. Компактность, легкость и надежность конструкции (в прямом приводе отсутствует трансмиссия и другие традиционные элементы - редукторы, механизмы передачи, муфты, сальники, опорная рама и т.д.).

5. Вследствие отсутствия трущихся частей компоненты двигателя прямого привода не подвержены износу, а значит, заданная точность обеспечивается на протяжении всего срока службы оборудования.

6. Низкие уровни шума и вибрации.

7. Простота и удобство монтажа.

8. Двигатель прямого привода не нуждается в смазке и практически не требует технического обслуживания.

1.3. Робототехнические системы и их исполнительные устройства

Робототехнические системы можно разделить на три больших класса:

- манипуляционные робототехнические системы;
- мобильные робототехнические системы;
- информационные и управляющие робототехнические системы.

Информационные и управляющие робототехнические системы представляют собой комплексы измерительно-информационных и управляющих средств, автоматически производящих сбор, обработку и передачу информации, а также использование ее для формирования различных управляющих сигналов. Примером могут служить необитаемые подводные аппараты, снабженные измерительно-информационными и управляющими устройствами и автоматической аппаратурой для определения свойств воды и дна, для обработки, обнаружения и опознания предметов с автоматической выдачей информации.

Мобильные робототехнические системы представляют собой платформы или шасси, перемещением которых управляет автоматика. При этом они имеют запрограммированное автоматическое адресование цели, могут автоматически нагружаться и разгружаться, осуществлять доставку заготовок и инструментов к станкам и деталей от станков

на склад. Мобильные робототехнические системы могут быть колесными, шагающими колесношагающими, гусеничными, летающими и плавающими.

Манипуляционные робототехнические системы можно разделить на три вида:

- автоматически действующие роботы, автоматические манипуляторы и роботизированные технологические комплексы;
- дистанционно управляемые роботы, манипуляторы и технологические комплексы;

Автоматически действующие роботы применяют в основном в промышленном производстве. В зависимости от способа задания и отработки управляющей программы их делят на четыре рода: жестковстроенные, программные, адаптивные, интеллектные.

Приведем несколько примеров роботов, построенного по мехатронному принципу.

На рис. 1.19 представлен вид робота Маскот с дистанционным управлением фирмы «Телеробот» (Италия), предназначенного для работы с опасными химическими или биологическими препаратами.



Рис. 1.19. Вид робота Маскот фирмы «Телеробот» (Италия)

Серия роботов FANUC M-710iC (Япония) предназначена для работы с грузами среднего веса от 20 до 70 кг (Рис. 1.20).

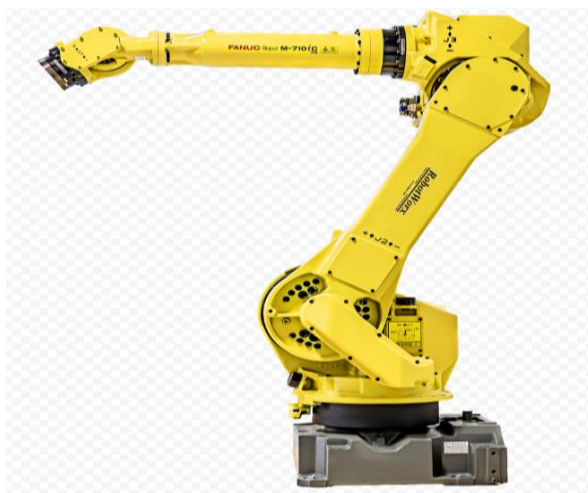


Рис. 1.20. Вид робота FANUC M-710iC

Компактное запястье, жесткая конструкция руки, узкая база и зона досягаемости до 3,1 м делают их незаменимыми при выполнении множества задач, а благодаря высоким угловым скоростям осей этих роботы являются очень быстрыми. Они также отличаются высокой грузоподъемностью и прекрасными инерционными показателями, благодаря чему любая модель может применяться для выполнения широкого спектра операций.

Робот KUKA KR QUANTEC PA – один из лучших роботов-палетоукладчиков на рынке. KUKA KR QUANTEC PA Arctic – его модификация, робот функционирующий при экстремально низких температурах (рис. 1.21). Он создан для работы преимущественно в морозильных камерах, при температурах до -30°C . Электронные и механические части аппарата не нуждаются в защите от мороза, снега, инея, а также не выделяют излишнего тепла. Радиус действия манипулятора модификации Арктик, как и у стандартного KUKA KR QUANTEC PA, составляет 3195 мм, а полезная нагрузка – до 240 кг. Аппарат идеален для применения в пищевой промышленности и в условиях крайнего севера. Кроме составления штабелей из паллетов, робот может выполнять и другие манипуляции, ведь точность его движений, а точнее говоря – стабильность повторяемости позиционирования, составляет 0,06 мм.



Рис. 1.21. Вид робота KUKA KR QUANTEC PA Arctic

Идеальным вариантом для промышленных предприятий, специализирующихся на выпуске небольших электронных устройств, является модель FANUC M-1iA, представленная на рис. 1.22.



Рис. 1.22. Вид робота FANUC M-1iA

Она обладает гибким модулем, хорошо имитирующим человеческую руку. Для нее характерна высокая точность и повышенная производительность. При небольшой грузоподъемности она способна обеспечить различные технологические операции. Исполнительный орган

имеет форму шарнирного параллелограмма, обеспечивающую высокоскоростную сборку деталей.

Робот BigDog – четырехногий мобильный робот с адаптивным управлением, созданный в 2005 году фирмой Boston Dynamics (рис. 1.23).



Рис. 1.23. Робот Big Dog

Робот сможет переносить снаряжение и помогать солдатам на территории, где не способен передвигаться обычный транспорт. Вместо колес и гусениц BigDog использует четыре ноги. В ногах находится большое количество разнообразных сенсоров. Также у BigDog имеется лазерный гироскоп и система бинокулярного зрения.

Длина робота Big Dog – 0,91 м, высота 0,76 м, вес 110 кг. В настоящее время он способен передвигаться по труднопроходимой местности со скоростью 6,4 км в час, перевозить 154 кг груза и подниматься на 35 градусную наклонную плоскость. Его передвижение контролирует компьютерная система, которая получает данные от различных сенсоров.

В состав промышленного робота входят:

- исполнительное устройство (ИУ) – устройство промышленного робота, выполняющее все его двигательные функции.

- рабочий орган (РО) – составная часть исполнительного устройства промышленного робота для непосредственного выполнения технологических операций и(или) вспомогательных переходов.

- устройство управления (УУ) – устройство промышленного робота для формирования и выдачи управляющих воздействий исполнительному устройству в соответствии с управляющей программой

Достаточно полная структура исполнительного устройства промышленного робота с применяемым, как правило, электромеханическим приводом представлена на рис. 1.24.

Структура исполнительного устройства робота с электромеханическим приводом

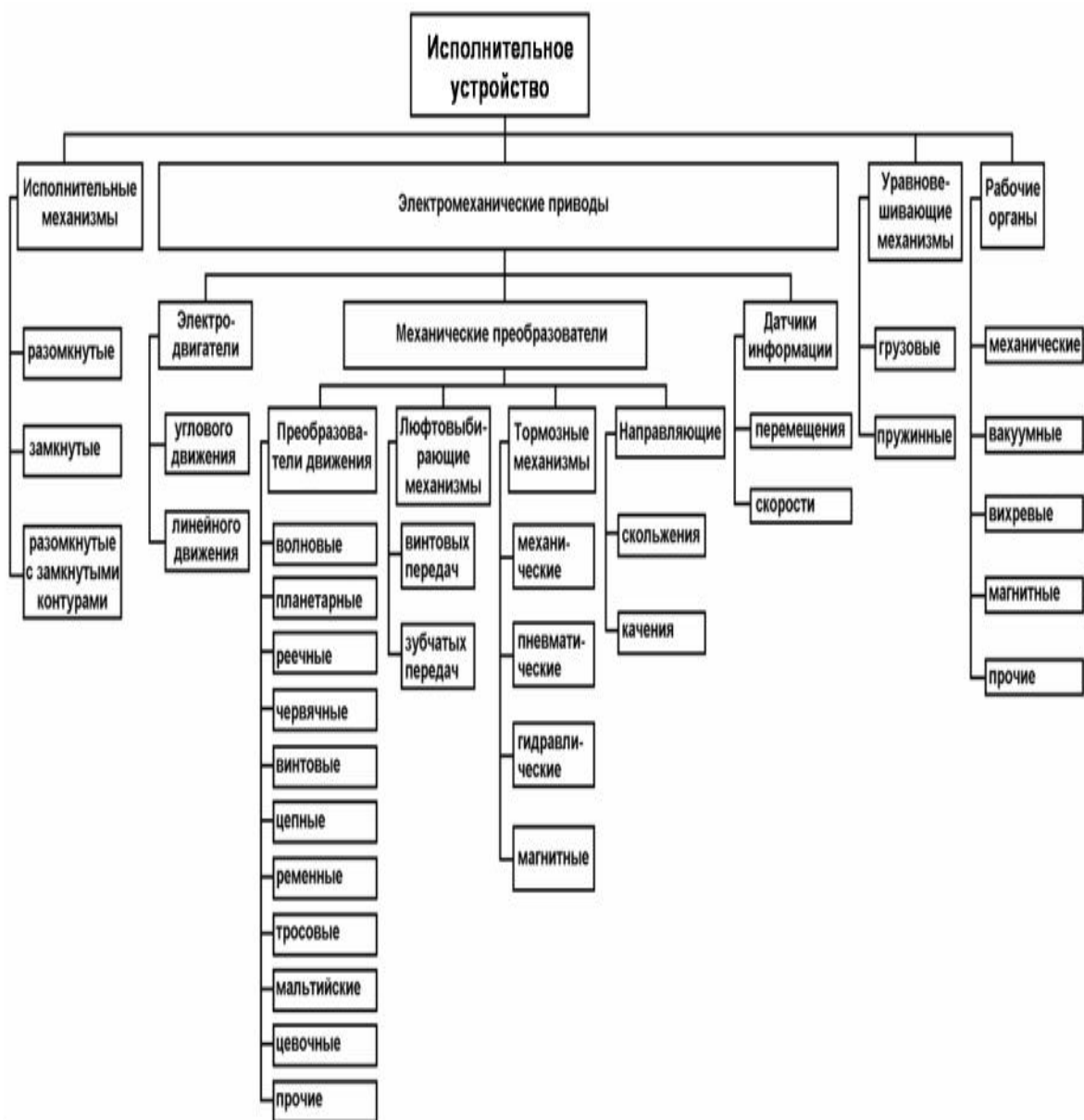


Рис. 1.24. Структура исполнительного устройства промышленного робота

При дальнейшем рассмотрении остановимся на компонентах исполнительных устройств только мобильных и манипуляционных роботов.

Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение термина «мехатроника».
2. Что такое мехатронный объект?
3. Каким мехатронным уровням может соответствовать технический объект? Приведите примеры.
4. Что такое «устройство»?
5. Мехатронность технических объектов, что это такое?
5. Какие основные принципы положены в основу построения мехатронных систем?
6. Какие устройства могут являться составной частью машин с компьютерным управлением движением?
7. Какие функции выполняет устройство компьютерного управления в мехатронной системе или модуле?
8. Объясните суть мехатронного подхода к проектированию.
9. Какие основные преимущества мехатронного подхода при создании машин с компьютерным управлением по сравнению с традиционными средствами автоматизации?
10. Что такое мехатронный модуль движения?
11. Приведите пример мехатронного модуля вращательного движения.
12. Приведите пример мехатронного модуля поступательного движения.
13. Какова структура мехатронного модуля движения?
14. В чем заключаются преимущества применения линейных двигателей?
15. Объясните структуру мехатронного моторшпинделя.
16. Приведите классификацию информационных устройств и систем используемых в мехатронике и промышленных роботах.
17. Приведите примеры датчиков внутренней информации устройств мехатроники и робототехники.
18. Приведите примеры датчиков внешней информации устройств мехатроники и робототехники.
19. Объясните принцип работы пьезодатчиков.

Глава 2. ПРИВОДНЫЕ КОМПОНЕНТЫ И ДАТЧИК В МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЯХ И РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

2.1. Исполнительные двигатели переменного тока и их управление

В мехатронных модулях и приводах роботов применяют, главным образом, электродвигатели переменного тока синхронные и асинхронные и значительно реже (в основном в мобильных роботах) двигатели постоянного тока.

2.1.1. Асинхронные и синхронные двигатели

Асинхронные двигатели изготавливаются в разных модификациях: однофазные, двухфазные и трехфазные; с короткозамкнутым и фазным роторами. В настоящее время в ММ находят наибольшее применение

трехфазные короткозамкнутые электродвигатели. Общепромышленные асинхронные двигатели и серводвигатели имеют простую конструкцию, высокий КПД и надежны. Асинхронные двигатели в настоящее время являются наиболее распространенными электрическими машинами из-за своей конструктивной простоты, низкой стоимости, высокой эксплуатационной надежности, широкого диапазона мощностей - от долей ватта до нескольких тысяч киловатт. Они имеют относительно высокий КПД. Наряду с большими достоинствами асинхронные двигатели имеют и некоторые недостатки. К их числу следует отнести потребление из сети реактивного тока, необходимого для создания магнитного потока, в результате чего асинхронные двигатели работают с $\cos \varphi$. Асинхронный двигатель состоит из двух основных частей, разделенных воздушным зазором: неподвижного статора и вращающегося ротора. Сердечник статора двигателя, представляет собой полый цилиндр, набранный из отдельных листов электротехнической стали толщиной 0,5 – 0,35 мм. Сердечник (пакет) ротора также собирают из листов электротехнической стали, которые штампуют одновременно с листами статора. Обмотку ротора выполняют путем заливки в пазы под давлением расплавленного алюминиевого сплава. Одновременно с обоих торцов ротора отливают алюминиевые кольца,

замыкающие стержни пазов. Для усиления охлаждения двигателя вместе с кольцами отливают примыкающие к ним вентиляционные лопасти. Таким образом, короткозамкнутая обмотка ротора представляет собой клетку наподобие беличьей. В электрическом отношении она является многофазной обмоткой с числом фаз, равным числу стержней (пазов). Вал ротора вращается в подшипниках, которые укреплены в боковых щитах, называемых подшипниковыми щитами. В асинхронных двигателях применяются подшипники качения. Подшипниковые щиты прикрепляют болтами к корпусу статора. В корпус запрессовывают сердечник статора. При этом обмотка статора включается в сеть и является как бы первичной, а обмотка ротора – вторичной, так как энергия в нее поступает из обмотки статора за счет магнитной связи между этими обмотками. Обмотка статора представляет собой трехфазную обмотку, катушки которой размещаются равномерно по окружности статора и сдвинуты одна от другой на угол 120° . Катушки обмотки соединяются по схеме «звезда» или «треугольник» и подключаются к сети трехфазного тока. Принцип работы асинхронного двигателя заключается в следующем: при включении обмотки статора в сеть трехфазного тока возникает вращающееся магнитное поле Φ статора, частота вращения которого определяется выражением

$$n_1 = 60 \frac{f_1}{p}, \quad (2.1)$$

Вращающееся магнитное поле сцепляется как с обмоткой статора, так и с обмоткой ротора, и наводит в них ЭДС. При этом ЭДС обмотки статора, являясь ЭДС самоиндукции, действует встречно приложенному к обмотке напряжению и ограничивает значение тока в обмотке. Обмотка ротора замкнута, поэтому ЭДС ротора создает в стержнях обмотки ротора токи. Взаимодействие этих токов с полем статора создает на роторе электромагнитные силы $P_{эм}$, направление которых определяется «правилом левой руки». Силы $P_{эм}$ стремятся повернуть ротор в направлении вращения магнитного поля статора (рис. 2.1).

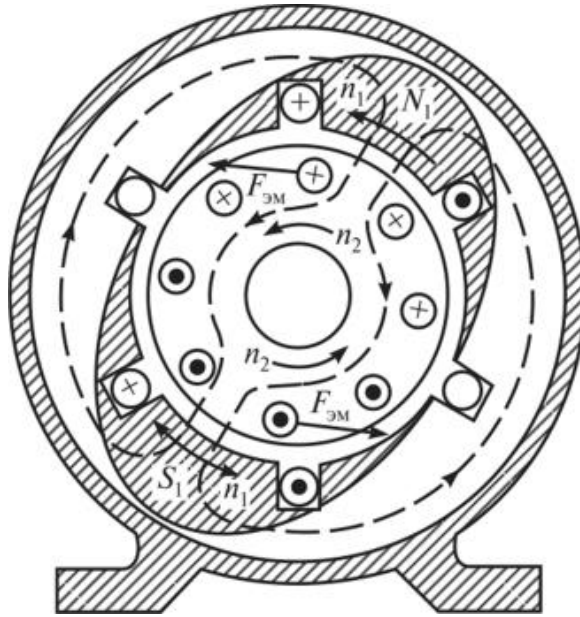


Рис. 2.1 Принцип действия асинхронного двигателя

Совокупность сил $F_{эм}$ создает на роторе электромагнитный момент M , приводящий его во вращение с частотой n_2 . Направление вращения магнитного поля статора и, следовательно, направление вращения ротора зависят от порядка следования фаз напряжения, подводимого к обмотке статора. Частота вращения ротора n_2 называется асинхронной и всегда меньше частоты вращения магнитного поля статора, так как только в этом случае происходит наведение ЭДС в обмотке ротора асинхронного двигателя и появляется электромагнитный момент. Отставание частоты вращения ротора от частоты вращения магнитного поля называется скольжением S и выражается в относительных единицах или процентах:

$$S = (n_1 - n_2)/n_2 \text{ или } S(\%) = S \cdot 100. \quad (2.2)$$

Скольжение зависит от нагрузочного (тормозного) момента, приложенного к валу электродвигателя. Чем больше нагрузочный момент M_n , тем больше должен быть уравновешивающий его электромагнитный момент M , следовательно, тем больше должна быть разность частот вращения $n_1 - n_2$, т.е. S . Обычно при номинальной нагрузке $S = (2-6) \%$. При пуске двигателя $n_2 = 0$ и $S = 1$; при идеальном холостом ходе (отсутствие нагрузки и отсутствие трения) $n_2 = n_1$ и $S = 0$. В реальных условиях при холостом ходе двигатель работает с некоторым небольшим скольжением. Частота вращения ротора может быть определена по формуле

$$n_2 = n_1(1 - S) = \frac{60f_1}{p}(1 - S). \quad (2.3)$$

Электромагнитный момент асинхронного двигателя создается взаимодействием тока в обмотке ротора с вращающимся магнитным полем. Зависимость момента от скольжения $M = f(S)$ при постоянстве параметров питания называется механической характеристикой. Механическая характеристика асинхронного двигателя $M = f(S)$. При включении двигателя в сеть магнитное поле статора, не обладая инерцией, сразу же начинает вращение с синхронной частотой n_1 , в то же время ротор двигателя под влиянием сил инерции в начальный момент пуска остается неподвижным ($n_2 = 0$) и скольжение равно единице ($S = 1$). На ротор действует пусковой момент. Под действием этого момента начинается вращение ротора двигателя, при этом скольжение уменьшается, а вращающий момент возрастает. При критическом скольжении $S_{кр}$ момент достигает максимального значения $M_{макс}$. С дальнейшим нарастанием частоты вращения (уменьшением скольжения) момент M начинает убывать, пока не достигнет установившегося значения, равного сумме противодействующих моментов, приложенных к ротору двигателя: момента холостого хода M_0 и полезного нагрузочного момента (момента на валу двигателя) M_2 . Если противодействующий момент на валу двигателя M_2 соответствует номинальной нагрузке двигателя, то установившийся режим работы двигателя определится точкой на механической характеристике с координатами $M_{ном}$ и $S_{ном}$, где $M_{ном}$ и $S_{ном}$ – номинальные значения электромагнитного момента и скольжения соответственно. Устойчивая работа асинхронного двигателя возможна при скольжениях меньше критического ($S < S_{кр}$), т.е. на участке OA механической характеристики (рис. 2.2), так как именно на этом участке изменение нагрузки на валу двигателя сопровождается соответствующим изменением электромагнитного момента. При увеличении нагрузочного момента частота вращения ротора начнет убывать (скольжение будет увеличиваться), что приведет к росту электромагнитного момента M' (точка B), после чего режим работы двигателя вновь станет установившимся. При уменьшении нагрузочного момента частота вращения начнет возрастать (скольжение будет уменьшаться), что приведет к уменьшению электромагнитного момента M' и уменьшению электромагнитного момента M'' (точка C).

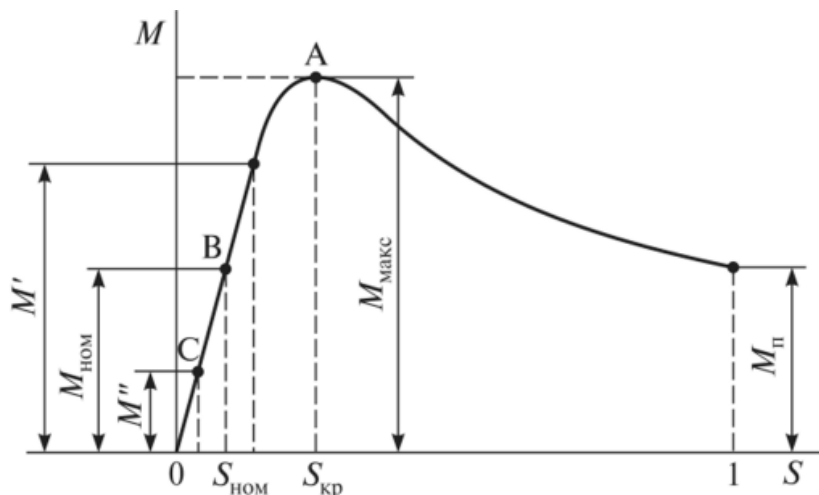


Рис. 2.2 Механическая характеристика асинхронного двигателя

При увеличении нагрузочного момента частота вращения ротора начнет убывать (скольжение будет увеличиваться), что приведет к росту электромагнитного момента M' (точка В), после чего режим работы двигателя вновь станет установившимся. При уменьшении нагрузочного момента частота вращения начнет возрастать (скольжение будет уменьшаться), что приведет к уменьшению электромагнитного момента M' и уменьшению электромагнитного момента M'' (точка С). Устойчивый режим работы будет вновь восстановлен, но уже при других значениях M и S . Работа асинхронного двигателя становится неустойчивой при скольжениях S больше или равных $S_{кр}$. Если электромагнитный момент двигателя $M = M_{макс}$, а скольжение $S = S_{кр}$, то даже небольшое увеличение нагрузочного момента, вызвавшее увеличение скольжения S , приведет к уменьшению электромагнитного момента. За этим последует дальнейшее увеличение скольжения и т.д., пока скольжение не достигнет значения $S=1$, т.е. пока ротор не остановится. Таким образом, при достижении электромагнитным моментом максимального значения наступает предел устойчивой работы асинхронного двигателя. Чтобы случайные кратковременные перегрузки не вызывали остановки двигателя, необходимо, чтобы он обладал перегрузочной способностью. Перегрузочная способность двигателя определяется отношением максимального момента к номинальному. Для асинхронных двигателей общего назначения перегрузочная способность составляет 1,7–2,5. Рабочие характеристики асинхронного двигателя (рис. 2.3) представляют собой графически выраженные зависимости частоты вращения n_2 , КПД (η), полезного момента (момента на

валу) M_2 , коэффициента мощности $\cos\varphi$ и тока статора I_1 от полезной мощности P_2 при постоянстве параметров питания (напряжении и частоте). *Скоростная характеристика $n_2 = f(P_2)$* . По мере увеличения нагрузки на валу двигателя скольжение S возрастает, достигая значений 0,01–0,08 при номинальной нагрузке. В соответствии с этим зависимость $n_2 = f(P_2)$ представляет собой кривую, слабо наклоненную к оси абсцисс.

Зависимость $M_2 = f(P_2)$. Зависимость полезного момента M_2 на валу двигателя от полезной мощности P_2 определяется выражением:

$$M_2 = P_2 / \omega_2 = 9,55 P_2 / n_2, \quad (2.4)$$

где P_2 – полезная мощность; ω_2 – угловая скорость вращения ротора. Из этого выражения следует, что если $n_2 = \text{const}$, то график $M_2 = f(P_2)$ представляет собой прямую линию.

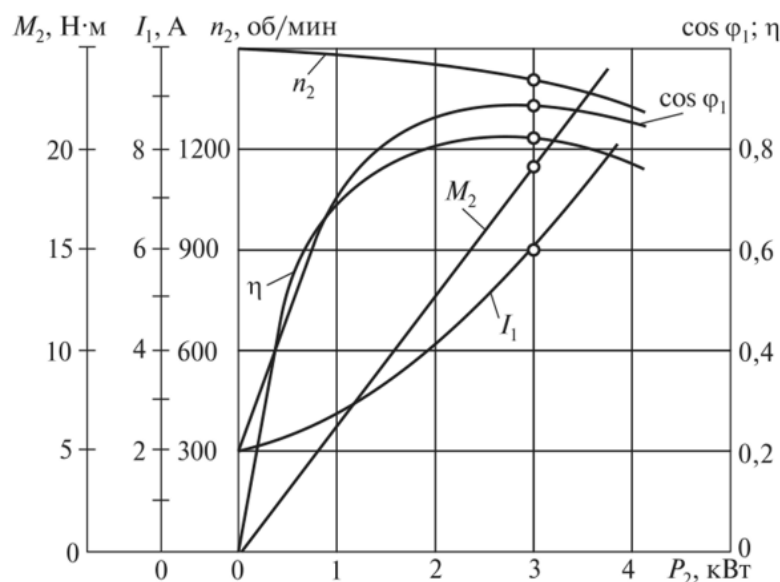


Рис. 2.3 Рабочие характеристики асинхронного двигателя

Но в асинхронном двигателе с увеличением нагрузки P_2 частота вращения ротора уменьшается, поэтому полезный момент на валу M_2 с увеличением нагрузки возрастает несколько быстрее нагрузки, следовательно, график $M_2 = f(P_2)$ имеет криволинейный вид.

Зависимость $\cos\varphi = f(P_2)$. В связи с тем, что ток статора I_1 , имеет реактивную (индуктивную) составляющую, необходимую для создания магнитного поля в статоре, коэффициент мощности асинхронных двигателей меньше единицы. Наименьшее значение коэффициента

мощности соответствует режиму холостого хода, при этом он не превышает 0,2. При увеличении нагрузки на валу двигателя растет активная составляющая тока I , и коэффициент мощности возрастает, достигая наибольшего значения (0,8–0,9) при нагрузке, близкой к номинальной. Дальнейшее увеличение нагрузки сопровождается уменьшением $\cos \varphi$, что объясняется возрастанием индуктивного сопротивления ротора за счет увеличения скольжения s , следовательно, частоты тока в роторе.

Регулирование частоты вращения вала асинхронного двигателя, необходимое в большинстве ММ, можно осуществлять тремя способами:

- изменением числа пар полюсов (ступенчатое регулирование), для чего необходимо иметь в конструкции двигателя несколько обмоток и возможность их переключения;
- изменением величины тока, протекающего в обмотке ротора (используется в двигателе с фазным ротором);
- изменением частоты питающего напряжения (наиболее распространенный способ). Изменение числа пар полюсов как правило производится по схемам, представленным в табл. 1.1.

Таблица 2.1. Схемы изменения числа пар полюсов

Число Полюсов	Синхронная частота вращения при 50 Гц [об/мин]	Схема включения
4/2	1500/3000	Δ/Y (схема Даландера)
8/2	750/3000	Y/Y (раздельные обмотки)
6/4	1000/1500	Y/Y (раздельные обмотки)
8/4	750/1500	Δ/Y (схема Даландера)

При переключении числа пар полюсов на более низкую скорость при увеличении числа полюсов, например с 2 до 8, двигатель постепенно снижает скорость, кратковременно работая в генераторном режиме, при этом его момент увеличивается приблизительно до следующей величины:

$$M_u \approx (2 \dots 2.5) \cdot M_{A1}, \quad (2.5)$$

где M_u - момент при переключении полюсов, M_{A1} - пусковой момент с включением на меньшую скорость.

Частота вращения вала асинхронного двигателя также зависит от промышленной частоты напряжения питающей сети. В таблице 2.2 представлены частоты вращения вала асинхронного двигателя при промышленных частотах питающей сети 50 Гц и 60 Гц.

Таблица 2.2. Частоты вращения вала асинхронного двигателя при различных промышленных частотах питающей сети

Число полюсов	2	4	6	8	12	16	24
n_s (об/мин при 50 Гц)	3000	1500	1000	750	500	375	250
n_s (об/мин при 60 Гц)	3600	1800	1200	900	600	450	300

ГОСТ ИЕС 60034-1–2014 «Машины электрические вращающиеся» устанавливает следующие допустимые отклонения параметров асинхронных двигателей:

Напряжение и частота:		Допуск А
КПД η	при $P_N \leq 50$ кВт:	$0,15 \times (1-\eta)$
	при $P_N > 50$ кВт:	$0,1 \times (1-\eta)$
Коэффициент мощности $\cos \varphi$:		$(1 - \cos \varphi) / 6$
Скольжение S:	при $P_N < 1$ кВт:	$\pm 30\%$
	при $P_N \geq 1$ кВт:	$\pm 20\%$
Пусковой ток I_A :		+20%
Пусковой момент M_A :		15...+25%
Опрокидывающий момент M_K :		10%
Момент инерции J_M :		$\pm 10\%$

В соответствии с ГОСТ ИЕС 60034-1–2014 различают десять режимов работы электрических двигателей:

S_1 – длительный режим работы без остановки;

S_2 – кратковременный режим работы с постоянной нагрузкой и остыванием до температуры окружающей среды;

S_3 – повторно кратковременный режим с последовательностью одинаковых циклов при котором обмотка статора двигателя не нагревается выше допустимой величины температуры;

S₄ - повторно кратковременный режим с последовательностью циклов при котором обмотка статора двигателя не нагревается выше допустимой величины температуры в течение определенного времени (обычно за час);

S₅ – S₁₀ – дополнительные режимы работы.

Если двигатель работает более короткое время в течение цикла, то можно допустимую мощность при ее расчете увеличить. В таблице 2.3 приведены примерные величины возможного увеличения мощности нагрузки на двигатель в виде коэффициента.

Таблица. 2.3. Коэффициенты увеличения мощности

Режим работы			Коэффициент увеличения мощности К
S2	Время работы	60 мин	1,1
		30 мин	1,2
		10мин	1,4
S3	Относительная продолжительность включения (ПВ)	60%	1,1
		40%	1,15
		25%	1,3
		15%	1,4
S4...S10	Для определения номинальной мощности и режима работы необходимо учитывать следующие данные: количество и характер включений в час, время разгона, время работы под нагрузкой, способ торможения, время торможения, время холостого хода, продолжительность цикла, время простоя и потребление мощности.		По запросу

Синхронные двигатели конструктивно почти не отличаются от синхронных генераторов. Они также состоят из статора с обмоткой и ротора с явно выраженными полюсами, на которых находится обмотка

возбуждения. Независимо от режима работы любая синхронная машина нуждается в процессе возбуждения – наведения в ней магнитного поля. Способ получения магнитного поля синхронных машин рассматривался выше при описании принципа работы синхронных генераторов. В Достоинством синхронных двигателей является высокие технико экономические показатели: высокий коэффициент мощности – более 0,8; в синхронных двигателях возможно регулирование перегрузочной способности посредством регулирования тока возбуждения, причем она меньше зависит от напряжения сети, чем в асинхронном двигателе. Недостатком следует считать сложность с обеспечением пуска синхронного электродвигателя. При неподвижном роторе и подключении обмотки статора к сети переменного тока, а обмотки возбуждения к источнику постоянного тока, из-за постоянно изменяющихся взаимных направлений магнитных полей статора и ротора синхронный двигатель будет развивать не постоянный по направлению, а знакопеременный вращающий момент и, следовательно, не сможет разогнаться до синхронной скорости без применения специальных мер по его запуску. Применяются несколько способов пуска: с использованием вспомогательного двигателя постоянного тока, который разгоняет ротор ненагруженного синхронного двигателя до синхронной скорости, после чего осуществляется его синхронизация с сетью; с помощью асинхронного пуска, для реализации которого на роторе двигателя укладывается дополнительная пусковая обмотка, выполненная аналогично короткозамкнутой обмотке асинхронного двигателя. Торможение синхронного двигателя осуществляется переводом его в генераторный режим. Ранее синхронные двигатели применялись в приводах с нерегулируемой скоростью. Появление статических преобразователей частоты позволило применять синхронные двигатели в приводах с регулировкой скорости. В настоящее время применяются вентильные синхронные двигатели с электронным коммутатором напряжения, к которому подключена обмотка статора, и датчиком положения ротора, установленным на валу двигателя и управляющим работой коммутатора в зависимости от положения ротора. Датчик положения генерирует периодические сигналы, по которым открываются и закрываются ключи коммутатора, подключающего к сети соответствующие полюсы статора. В результате этого магнитное поле статора вращается с той же

скоростью, что и ротор. На рис. 2.4 представлен принцип действия синхронного двигателя с электронным коммутатором. Ротор 4 электродвигателя (на рисунке представлен в виде постоянного магнита) имеет датчик положения вала 8, который подает управляющие сигналы на коммутатор. Коммутатор выполнен на четырех управляемых ключах 1, 2 и 6, 7 и связан с источником постоянного напряжения U . Обмотка статора на схеме, для упрощения анализа, представлена двумя проводниками 3 и 5 в виде рамки. По сигналам датчика положения ротора с помощью управляемых ключей происходит коммутация тока в обмотке статора, чем обеспечивается постоянное направление вращающего момента двигателя при любой скорости его вращения. Для протекания тока по проводникам 3 и 5 в указанном на рисунке направлении должны быть замкнуты ключи 1 и 6. В результате взаимодействия магнитного поля ротора с током I в проводниках 3 и 5 на ротор будет действовать вращающий момент, поворачивающий его в соответствии с правилом левой руки по часовой стрелке.

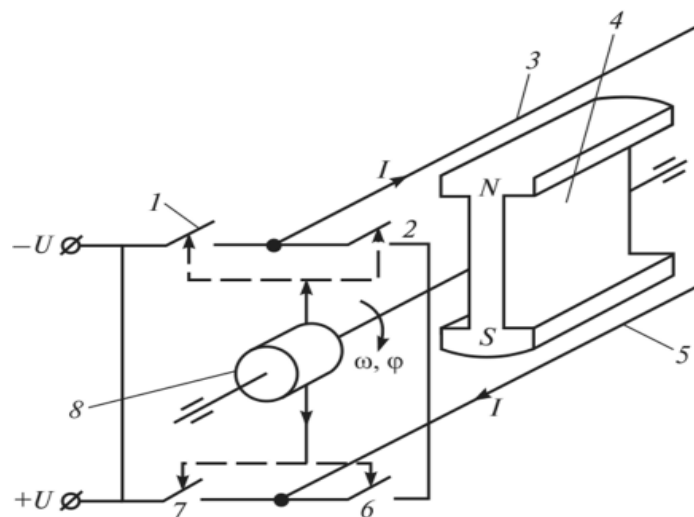


Рис. 2.4 Принцип действия синхронного двигателя с электронным коммутатором

После поворота ротора на 180° по сигналу датчика 3 и 5 изменяется на противоположное (ключи 7 и 6 размыкаются, а 2 и 7 замыкаются) и направление действия вращающего момента сохранится. Коммутатор представляет собой управляемый инвертор, который может питаться непосредственно от источника постоянного тока или от управляемого выпрямителя. Таким образом, принцип работы синхронного двигателя аналогичен принципу работы двигателя постоянного

тока независимого возбуждения и механические характеристики двигателей схожи. Однако механическая характеристика синхронного двигателя параллельна оси абсцисс и является практически абсолютно жесткой в силу того, что ротор вращается с той же частотой, что и поле статора. На рис. 2.5 приведены типовые рабочие характеристики синхронного двигателя, т.е. зависимости M_2 , P_1 , $I_в$, I_1 и η от P_2 при условии, что $U_1 = \text{const}$, $I_2 = \text{const}$ и $\text{Cos } \varphi = \text{const}$. Зависимость нагрузочного момента на валу M_2 от полезной мощности P_2 имеет линейный характер, так как угловая скорость ротора $\omega = \text{const}$ ($M_2 = P_2/\omega$). Для поддержания $\text{cos } \varphi = \text{const}$ с увеличением нагрузки ток возбуждения $I_в$ следует увеличивать. При холостом ходе ($P_2 = 0$) двигатель потребляет из сети мощность, необходимую для покрытия потерь (механических и магнитных) внутри машины.

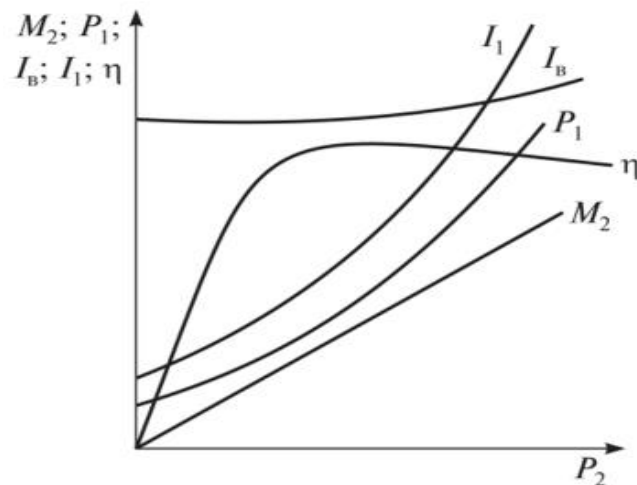


Рис. 2.5 Рабочие характеристики синхронного двигателя

Поэтому при холостом ходе ток статора не равен нулю. С возрастанием P_2 увеличивается P_1 , так как она включает в себя как потери холостого хода, так и электрические потери в обмотке якоря; возрастает и ток I_1 . Кривая зависимости КПД от P_2 имеет обычный характер. Максимальное значение КПД имеет место при мощностях меньше номинальной.

2.1.2. Частотные преобразователи для двигателей переменного тока

Система «Преобразователь частоты – асинхронный двигатель» относится к классу регулируемых электроприводов переменного тока. Энергетическая силовая часть таких электроприводов, содержит полупроводниковый преобразователь частоты (ПЧ), электрический двигатель (ЭД) и исполнительный орган (ИО) (рис. 2.6).

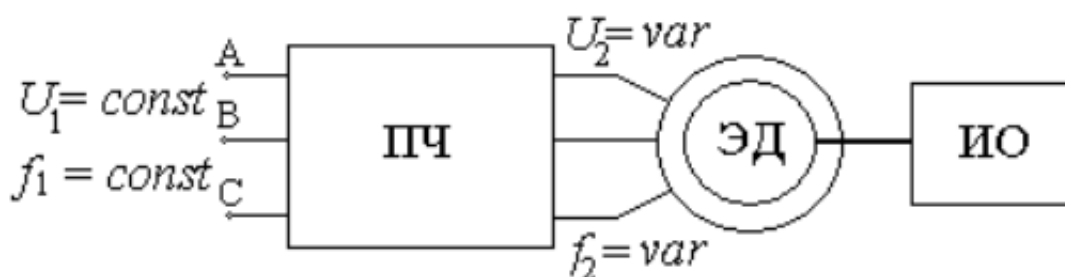


Рис. 2.6 Силовая часть электропривода переменного тока с частотным преобразователем

Преобразователь частоты управляет электрическим двигателем и представляет собой электронное статическое устройство. На выходе преобразователя формируется электрическое напряжение с переменными амплитудой и частотой. Преобразование переменного напряжения питающей сети в переменное напряжение с регулируемой частотой, напряжением и током осуществляют преобразователи частоты. В настоящее время преобразователи частоты выполняются на базе силовых полупроводниковых ключей – тиристоров и транзисторов. Быстрый рост преобразователей частоты стал возможен с появлением биполярных транзисторов с изолированным затвором, рассчитанных на токи до нескольких тысяч ампер, напряжения до нескольких киловольт и частоту коммутации 20 кГц и выше. По типу связи с питающей сетью преобразователи частоты делятся на два класса:

- преобразователи частоты с непосредственной связью;
- преобразователи частоты со звеном постоянного тока.

По способу регулирования выходного напряжения и частоты преобразователи частоты на полупроводниковых элементах подразделяют на:

- преобразователи частоты с автономным инвертором напряжения и управляемым выпрямителем;
- преобразователи частоты с автономным инвертором напряжения и широтно-импульсной модуляцией;
- преобразователи частоты с автономным инвертором напряжения и векторной широтно-импульсной модуляцией;
- преобразователи частоты с автономным инвертором, управляемым током. Преобразователи частоты со звеном постоянного тока, в свою очередь, подразделяются:

По типу связи с питающей сетью преобразователи частоты делятся на два класса, а именно: преобразователи частоты с непосредственной связью; преобразователи частоты со звеном постоянного тока.

По способу регулирования выходного напряжения и частоты преобразователи частоты на полупроводниковых элементах подразделяют на:

- преобразователи частоты с автономным инвертором напряжения и управляемым выпрямителем;
- преобразователи частоты с автономным инвертором напряжения и широтно-импульсной модуляцией;
- преобразователи частоты с автономным инвертором напряжения и векторной широтно-импульсной модуляцией;
- преобразователи частоты с автономным инвертором, управляемым током. Преобразователи частоты со звеном постоянного тока, в свою очередь, подразделяются на:
 - автономные инверторы тока (АИТ);
 - автономные инверторы напряжения (АИН).

Большинство современных преобразователей частоты построено по схеме двойного преобразования. Они состоят из следующих основных частей: звена постоянного тока (неуправляемого выпрямителя), силового импульсного инвертора и системы управления (рис. 2.7). Преобразователь частоты включает в себя неуправляемый диодный силовой выпрямитель В, автономный инвертор АИН, систему управления ШИМ, систему автоматического регулирования, дроссель Lв и конденсатор фильтра Сф.

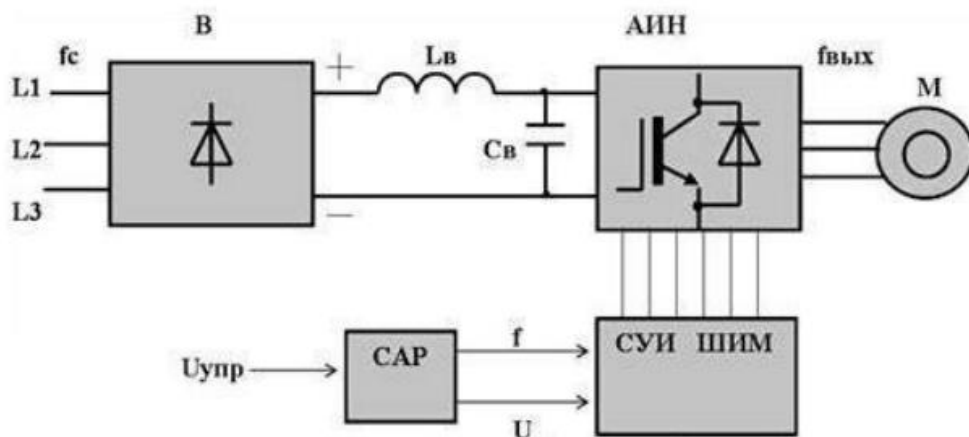


Рис. 2.7 Функциональная схема преобразователя частоты

Звено постоянного тока состоит из неуправляемого выпрямителя и фильтра. Переменное напряжение питающей сети преобразуется в нем в напряжение постоянного тока. Силовой трехфазный импульсный инвертор состоит из шести транзисторных ключей. Каждая обмотка электродвигателя подключается через соответствующий ключ к положительному и отрицательному выводам выпрямителя. Инвертор осуществляет преобразование выпрямленного напряжения в трехфазное переменное напряжение нужной частоты и амплитуды, которое прикладывается к обмоткам статора электродвигателя.

В выходных каскадах инвертора в качестве ключей используются силовые IGBT-транзисторы. По сравнению с тиристорами они имеют более высокую частоту переключения, что позволяет вырабатывать выходной сигнал синусоидальной формы с минимальными искажениями.

Регулирование выходной частоты $f_{\text{вых}}$ и напряжения $U_{\text{вых}}$ осуществляется в инверторе за счет высокочастотного широтноимпульсного управления. Частота импульсов определяется частотой ШИМ, длительность (ширина) импульсов в течение периода выходной частоты АИН промоделирована по синусоидальному закону (рис. 2.8).

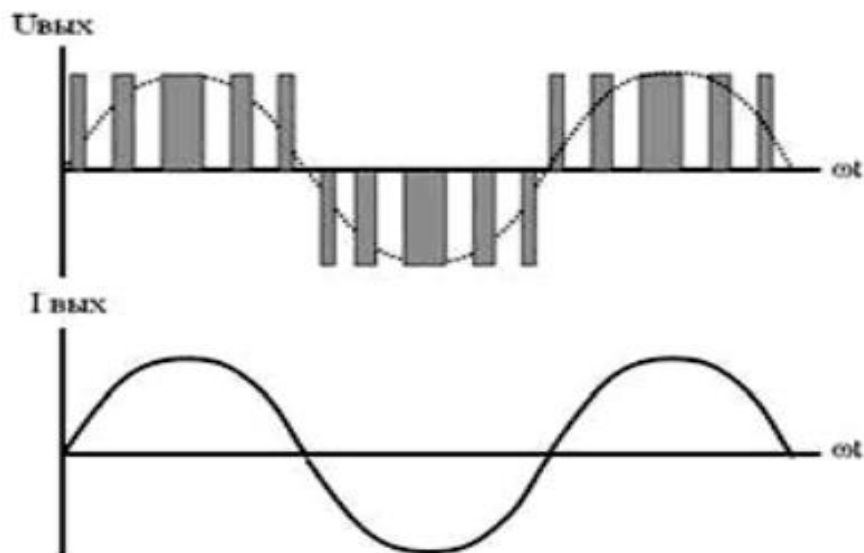


Рис. 2.8. Форма выходного тока и напряжения преобразователя частоты

Регулирование выходного напряжения инвертора можно осуществить двумя способами: амплитудным (АР) за счет изменения входного напряжения U и широтноимпульсным (ШИМ) за счет изменения программы переключения вентилях при $U \text{ const}$. Второй способ получил распространение в современных преобразователях частоты благодаря развитию современной элементной базы (микропроцессоры, IGBT-транзисторы). При широтноимпульсной модуляции форма токов в обмотках статора асинхронного двигателя получается близкой к синусоидальной благодаря фильтрующим свойствам самих обмоток. Такое управление позволяет получить высокий КПД преобразователя и эквивалентно аналоговому управлению с помощью частоты и амплитуды напряжения.

2.2. Специальные синхронные двигатели и их управление

2.2.1. Шаговый двигатель

Шаговые двигатели (ШД) относятся к классу бесколлекторных синхронных двигателей с питанием обмотки статора импульсами тока. Одним из главных преимуществ ШД является возможность осуществлять точное позиционирование и регулировку скорости и величины перемещения без датчика обратной связи. Это очень важно, так как такие датчики могут стоить намного больше самого двигателя. Конструк-

тивно ШД исполняются с явно- и неявнополюсным статором, на котором расположены обмотки возбуждения, и с ротором без обмотки, выполненным из магнитно-мягкого (реактивный ротор), или из магнитно-жесткого (активный ротор) материала. ШД с активным ротором позволяют получать большой вращающий момент и обеспечивают фиксацию положения ротора при обесточенных обмотках. В ШД импульсы тока через коммутатор поступают поочередно в обмотки статора, в результате чего ориентация магнитного потока в пространстве между полюсами статора и ротором дискретно меняется и вызывает поворот ротора на некоторый угол, называемый шагом ротора. Конструктивно ШД выполняются с переменным магнитным сопротивлением, с постоянными магнитами, гибридные двигатели, биполярные и униполярные шаговые двигатели. ШД с переменным магнитным сопротивлением (Рис. 2.9) имеют несколько полюсов на статоре 1 и ротор 2 зубчатой формы из магнитомягкого материала.

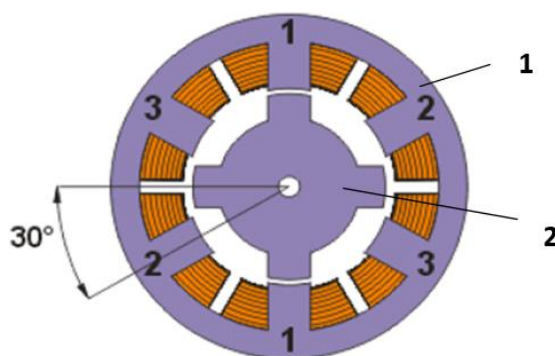


Рис. 2.9. ШД с переменным магнитным сопротивлением

Намагниченность ротора отсутствует. Для простоты на рис.6.1 ротор имеет 4 зубца, а статор имеет 6 полюсов. Двигатель имеет 3 независимые обмотки, каждая из которых намотана на двух противоположных полюсах статора. Такой двигатель имеет шаг 30 град. При включении тока в одной из катушек, ротор стремится занять положение, когда магнитный поток замкнут, т.е. зубцы ротора будут находиться напротив тех полюсов, на которых находится запитанная обмотка. Если затем выключить эту обмотку и включить следующую, то ротор поменяет положение, снова замкнув своими зубцами магнитный поток. Таким образом, чтобы осуществить непрерывное вращение, нужно включать фазы попеременно. Двигатель не чувствителен к

направлению тока в обмотках. Реальный двигатель может иметь большее количество полюсов статора и большее количество зубцов ротора, что соответствует большему количеству шагов на оборот. Иногда поверхность каждого полюса статора выполняют зубчатой, что вместе с соответствующими зубцами ротора обеспечивает очень маленькое значения угла шага, порядка нескольких градусов.

ШД с постоянными магнитами (Рис. 2.10) состоят из статора 1, который имеет обмотки, и ротора 2, содержащего постоянные магниты.

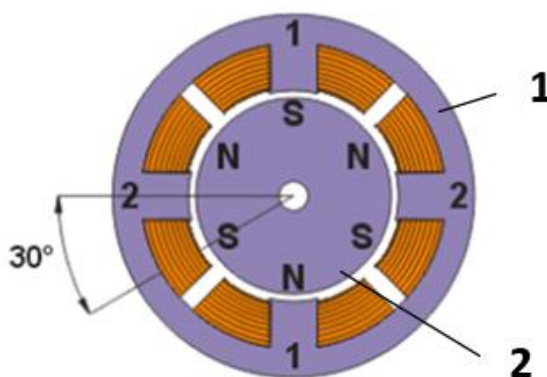


Рис. 2.10. ШД с постоянными магнитами

Чередующиеся полюса ротора имеют прямолинейную форму и расположены параллельно оси двигателя. Благодаря намагниченности ротора в таких двигателях обеспечивается большой магнитный поток и, как следствие, большой момент, чем у двигателей с переменным магнитным сопротивлением. Показанный на рис. 6.2 двигатель имеет 3 пары полюсов ротора и 2 пары полюсов статора. Двигатель имеет 2 независимые обмотки, каждая из которых намотана на двух противоположных полюсах статора. Такой двигатель, как и рассмотренный ранее двигатель с переменным магнитным сопротивлением, имеет величину шага 30 град. При включении тока в одной из катушек, ротор стремится занять такое положение, когда разноименные полюса ротора и статора находятся друг напротив друга. Для осуществления непрерывного вращения нужно включать фазы попеременно. На практике двигатели с постоянными магнитами обычно имеют 48 – 24 шага на оборот (угол шага 7.5 – 15 град). На рис. 2.11 приведен разрез двухобмоточного ШД с постоянными магнитами. Внутри находятся полюс-

ные наконечники в виде ламелей. Обмотки фаз размещены на двух разных магнитопроводах, которые установлены друг на друге. Ротор представляет собой цилиндрический многополюсный постоянный магнит. Двигатели с постоянными магнитами подвержены влиянию обратной ЭДС со стороны ротора, которая ограничивает максимальную скорость. Гибридные двигатели являются более дорогими, чем двигатели с постоянными магнитами, зато они обеспечивают меньшую величину шага, больший момент и большую скорость. Типичное число шагов на оборот для гибридных двигателей составляет от 100 до 400 (угол шага 3.6 – 0.9 град.). Гибридные двигатели сочетают в себе лучшие черты двигателей с переменным магнитным сопротивлением и двигателей с постоянными магнитами.

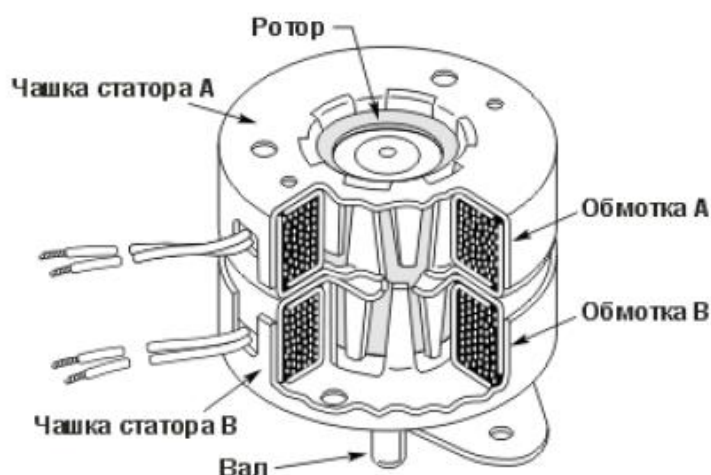


Рис. 2.11. Разрез двухобмоточного ШД с постоянными магнитами

Ротор 2 гибридного двигателя (Рис. 2.12, а, б) разделен на две части и имеет зубцы различной полярности, расположенные в осевом направлении как показано на рис. 2.12, б. Ротор 2 разделен на две части, между которыми расположен цилиндрический постоянный магнит. Таким образом, зубцы верхней половинки ротора являются северными полюсами, а зубцы нижней половинки – южными.

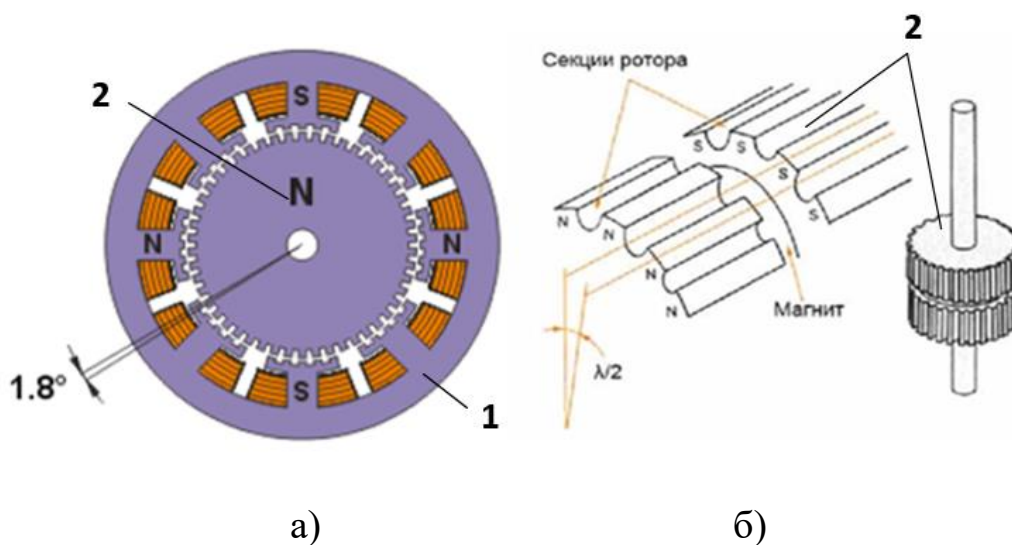


Рис. 2.12. Устройство гибридного ШД

Статор 1 гибридного двигателя также имеет зубцы, обеспечивая большое количество эквивалентных полюсов, в отличие от основных полюсов, на которых расположены обмотки. Обычно используются 4 основных полюса для 3.6 град. двигателей и 8 основных полюсов для 1.8 и 0.9 град. двигателей. Зубцы ротора обеспечивают меньшее сопротивление магнитной цепи в определенных положениях ротора, что улучшает статический и динамический момент. Это обеспечивается соответствующим расположением зубцов, когда часть зубцов ротора находится строго напротив зубцов статора, а часть между ними. Зависимость между числом полюсов ротора, числом эквивалентных полюсов статора и числом фаз определяет угол шага α двигателя:

$$\alpha = 360/N_p \cdot m = 360/P, \quad (2.6)$$
 где N_p – число эквивалентных полюсов на фазу, равное числу полюсов ротора, m – число фаз, P – полное количество полюсов для всех фаз вместе. Ротор показанного на рис. 6.4 двигателя имеет 100 полюсов (50 пар), двигатель имеет 2 фазы, поэтому полное количество полюсов – 200, а шаг, соответственно, 1.8 град. Большинство современных шаговых двигателей являются гибридными. По сути, гибридный двигатель является двигателем с постоянными магнитами, но с большим числом полюсов. Чаще всего на практике двигатели имеют 100 или 200 шагов на оборот, соответственно шаг равен 3.6 град или 1.8 град.

В зависимости от конфигурации обмоток ШД делятся на биполярные и униполярные и четырехобмоточные (Рис. 2.13).

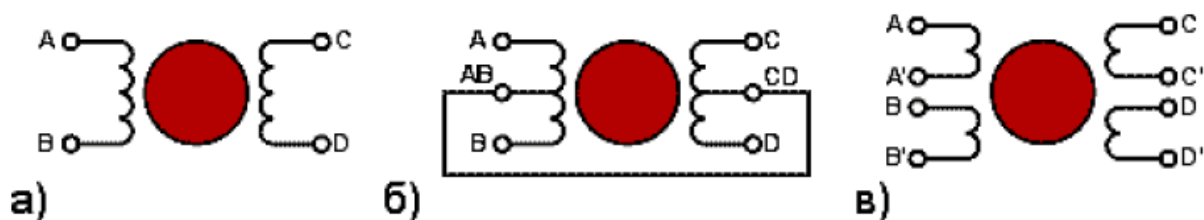
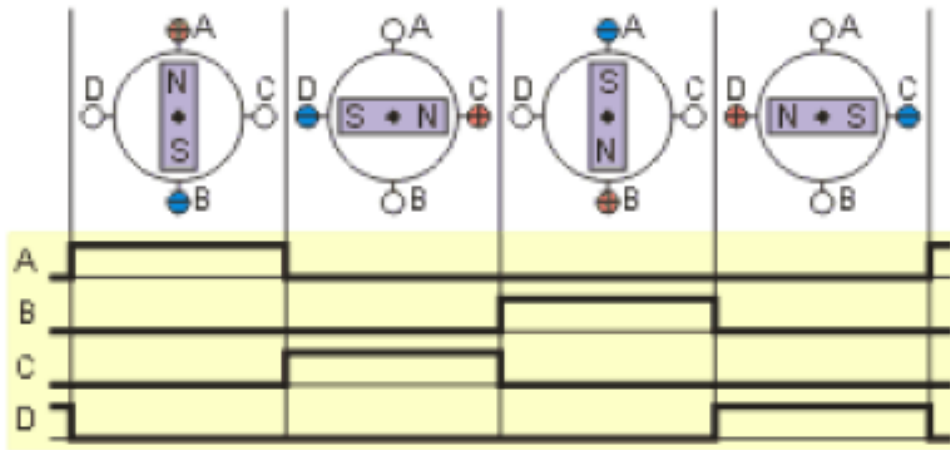


Рис. 2.13 Исполнение обмоток ШД

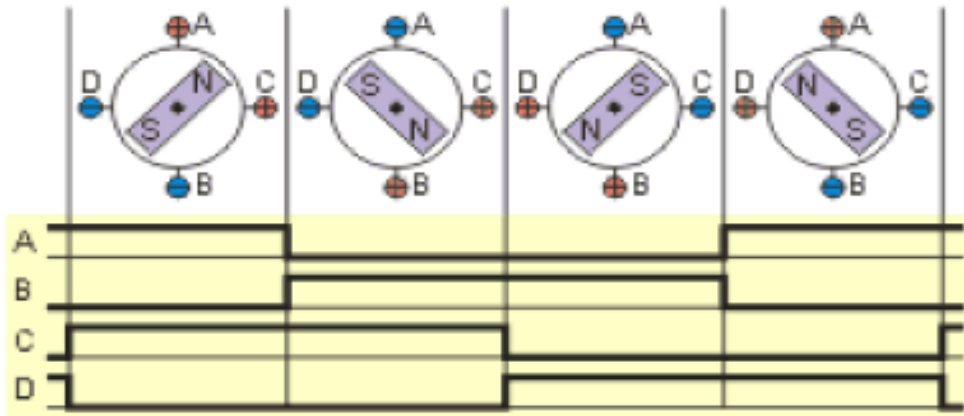
Биполярный двигатель (Рис. 2.13, а) имеет одну обмотку в каждой фазе, которая для изменения направления магнитного поля должна переполусовывается драйвером. Для такого типа двигателя требуется мостовой драйвер, или полумостовой с двухполярным питанием. Всего биполярный двигатель имеет две обмотки и, соответственно, четыре вывода. Униполярный двигатель (Рис. 2.13, б) также имеет одну обмотку в каждой фазе, но от середины обмотки сделан отвод. Это позволяет изменять направление магнитного поля, создаваемого обмоткой, простым переключением половинок обмотки. При этом существенно упрощается схема драйвера. Драйвер должен иметь только 4 простых ключа. Таким образом, в униполярном двигателе используется другой способ изменения направления магнитного поля. Средние выводы обмоток могут быть объединены внутри двигателя, поэтому такой двигатель может иметь 5 или 6 выводов. Иногда униполярные двигатели имеют отдельные 4 обмотки (Рис. 2.13, в), по этой причине их ошибочно называют 4-х фазными двигателями. Каждая обмотка имеет отдельные выводы, поэтому всего выводов 8. При соответствующем соединении обмоток такой двигатель можно использовать как униполярный или как биполярный. Униполярный двигатель с двумя обмотками и отводами тоже можно использовать в биполярном режиме, если отводы оставить неподключенными. В любом случае ток обмоток следует выбирать так, чтобы не превысить максимальной рассеиваемой мощности.

Существует три способа управления фазами шагового двигателя: полношаговый режим; полушаговый режим; микрошаговый режим.

Первый способ обеспечивается попеременной коммутации фаз, при этом они не перекрываются, в один момент времени включена только одна фаза (Рис. 2.14, а).



а) полношаговый режим, включена одна фаза, "one phase on" full step (wave drive mode)



б) полношаговый режим, включены две фазы, "two-phase-on" full step (full step mode)

Рис. 2.14 Способы управления фазами шагового двигателя

Этот способ называют "one phase on" full step или wave drive mode. Точки равновесия ротора для каждого шага совпадают с «естественными» точками равновесия ротора у незапитанного двигателя. Недостатком этого способа управления является то, что для биполярного двигателя в один и тот же момент времени используется 50% обмоток, а для униполярного – только 25%. Это означает, что в таком режиме не может быть получен полный момент. Второй способ - управление фазами с перекрытием: две фазы включены в одно и то же время. Его называют "two-phase-on" full step или просто full step mode.

При этом способе управления ротор фиксируется в промежуточных позициях между полюсами статора (рис. 2.14, б) и обеспечивается примерно на 40% больший момент, чем в случае одной включенной фазы. Этот способ управления обеспечивает такой же угол шага, как и первый способ, но положение точек равновесия ротора смещено на полшага. В полношаговом режиме с двумя включенными фазами положения точек равновесия ротора смещены на полшага. Нужно отметить, что эти положения ротор принимает при работе двигателя, но положение ротора не может сохраняться неизменным после выключения тока обмоток. Поэтому при включении и выключении питания двигателя ротор будет смещаться на полшага. Для того, чтобы он не смещался при остановке, необходимо подавать в обмотки ток удержания. То же справедливо и для полушагового и микрошагового режимов. Следует отметить, что если в выключенном состоянии ротор двигателя поворачивался, то при включении питания возможно смещение ротора и на большую, чем половина шага величину. Ток удержания может быть меньше номинального, так как от двигателя с неподвижным ротором обычно не требуется большого момента. Однако есть применения, когда в остановленном состоянии двигатель должен обеспечивать полный момент, что для шагового двигателя возможно. Это свойство шагового двигателя позволяет в таких ситуациях обходиться без механических тормозных систем. Поскольку современные драйверы позволяют регулировать ток питания обмоток двигателя, задание необходимого тока удержания обычно не представляет проблем. Задача обычно заключается просто в соответствующей программной поддержке для управляющего микроконтроллера.

Полушаговый режим - комбинация пошаговых, "one and two-phase-on" half step или просто half step mode, когда двигатель делает шаг в половину основного. Этот метод управления достаточно распространен, так как двигатель с меньшим шагом стоит дороже и очень заманчиво получить от 100-шагового двигателя 200 шагов на оборот. Каждый второй шаг запитана лишь одна фаза, а в остальных случаях запитаны две. В результате угловое перемещение ротора составляет половину угла шага для первых двух способов управления. Кроме уменьшения размера шага этот способ управления позволяет частично избавиться от явления резонанса. Полушаговый режим обычно не поз-

воляет получить полный момент, хотя наиболее совершенные драйверы реализуют модифицированный полушаговый режим, в котором двигатель обеспечивает практически полный момент, при этом рассеиваемая мощность не превышает номинальной. Микрошаговый режим обеспечивается путем получения поля статора, вращающегося более плавно, чем в полно- или полушаговом режимах. В результате обеспечиваются меньшие вибрации и практически бесшумная работа вплоть до нулевой частоты. К тому же меньший угол шага способен обеспечить более точное позиционирование. Существует много различных микрошаговых режимов, с величиной шага от $1/3$ полного шага до $1/32$ и даже меньше. Шаговый двигатель является синхронным электродвигателем. Это значит, что положение равновесия неподвижного ротора совпадает с направлением магнитного поля статора. При повороте поля статора ротор тоже поворачивается, стремясь занять новое положение равновесия. Чтобы получить нужное направление магнитного поля, необходимо выбрать не только правильное направление токов в катушках, но и правильное соотношение этих токов. Смещение точки равновесия ротора говорит о том, что ротор можно зафиксировать в любой произвольной позиции. Для этого нужно лишь правильно установить отношение токов в фазах. Этот факт используется при реализации микрошагового режима. В пределе, шаговый двигатель может работать как синхронный электродвигатель в режиме непрерывного вращения. Для этого токи его фаз должны быть синусоидальными, сдвинутыми друг относительно друга на 90 град.

2.2.2. Гистерезисный двигатель

Принцип действия гистерезисного двигателя основан на явлении магнитного гистерезиса материала ротора. Магнитный гистерезис - это явление зависимости вектора напряженности и вектора намагничивания магнитного поля в веществе не только от воздействия внешнего магнитного поля, но и от предыстории воздействия. Если графически нанести намагничивание в зависимости от величины и направления поля, то получается так называемая “гистерезисная петля” - отставание процесса размагничивания (или перемагничивания) магнитного материала образца от внешнего магнитного поля (рис. 2.15). Очевидно, что

процесс намагничивания всегда связан с затратой энергии. В случае гистерезиса намагничивание необратимо, и потому прохождение цикла гистерезиса связано с потерей энергии - образец нагревается.

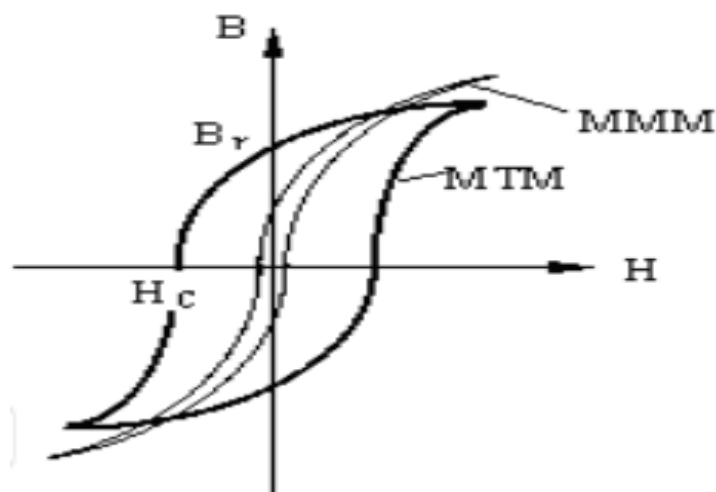


Рис. 2.15 Вид петли магнитного гистерезиса

Размер потерянной энергии определяется площадью гистерезисной петли. В совершенно чистых и однородных (отожженных) кристаллах железа и никеля гистерезис отсутствует. Напротив, он резко выражен в образцах, состоящих из большого числа мелких спрессованных кристалликов, у многих сплавов железа, кобальта, никеля, у некоторых минералов, содержащих железо (магнитный железняк и пр.). В зависимости от ширины петли гистерезиса различают магнитомягкие материалы (МММ) и магнитотвердые материалы (МТМ) с узкой и широкой петлей гистерезиса соответственно. Статор гистерезисного двигателя подобен статору обычной машины переменного тока. Ротор представляет собой стальной цилиндр из магнитотвердого материала без обмотки. С целью удешевления ротор делают сборным: кольцо из ферромагнитного материала и немагнитная или магнитомягкая втулка. Так как ротор выполнен из магнитотвердого материала, то элементарные магнетики перемагничиваются не мгновенно, а с отставанием из-за гистерезиса, это и создает гистерезисный момент. Условно представим поле статора в виде двух постоянных магнитов N и S (Рис. 2.16). При расположении полюсов статора как показано на рис. 2.16, а они намагнитят ротор и между полюсами статора и ротором возникнут две взаимно уравновешенные силы F_m , действующие по оси ротора. При повороте поля статора на некоторый угол γ (Рис. 2.16, б) силы F_m вследствие магнитного гистерезиса не будут действовать по оси ротора и их

можно разложить на нормальные составляющие F_n , действующие по оси ротора, и тангенциальные составляющие F_1 , создающие вращающийся гистерезисный момент M_e . Величина силы F_1 и создаваемый ею момент не зависят от скорости вращения, а определяются шириной петли гистерезиса ферромагнитного материала. Если нагрузочный момент больше M_e , то двигатель перейдет в асинхронный режим работы, т.е. появится дополнительный асинхронный момент M_a .

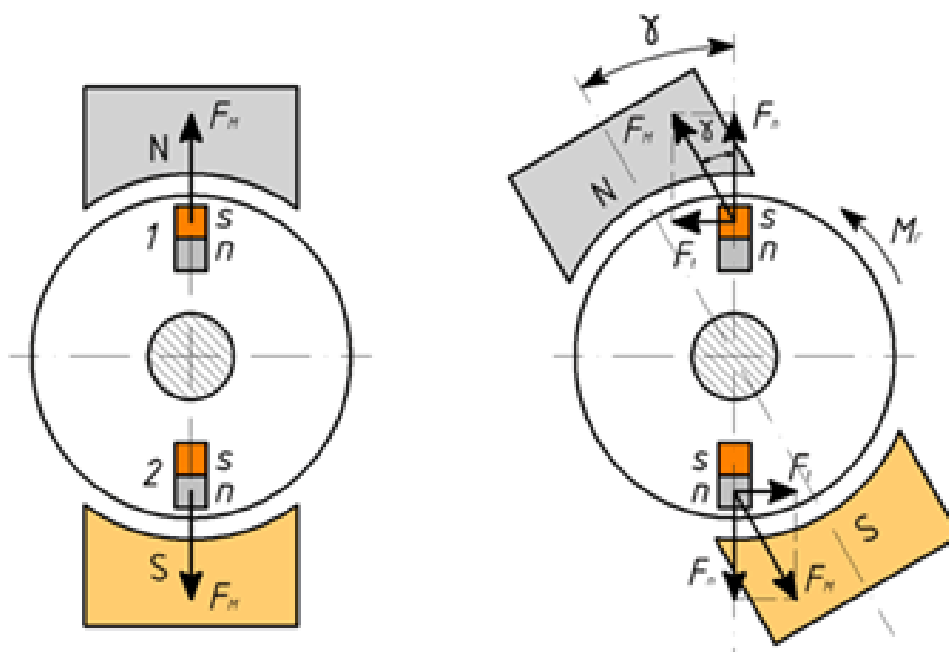


Рис. 2.16 Принцип работы гистерезисного двигателя

Движущий момент ротора создается двумя составляющими: моментом вихревых токов и гистерезисным моментом (Рис. 2.17). Асинхронный момент M_a есть результат взаимодействия вращающегося магнитного поля с вихревыми токами, которые индуцируются этим полем в сердечнике ротора. Т.к. ротор имеет большое активное сопротивление, то характеристика $M_a=f(s)$ практически линейна и асинхронный гистерезисный момент максимален при $s=1$. Двигатель используется в приводах небольшой мощности до 2000 Вт при частоте $f=50, 400$ и 500 Гц. Достоинства гистерезисного двигателя: простота, надежность, плавность входа в синхронизм, значительный пусковой момент, бесшумность, малый пусковой ток, сравнительно высокий КПД (до 60%). Недостатки: дороговизна, склонность к качаниям при резких изменениях нагрузки, значительный нагрев ротора.

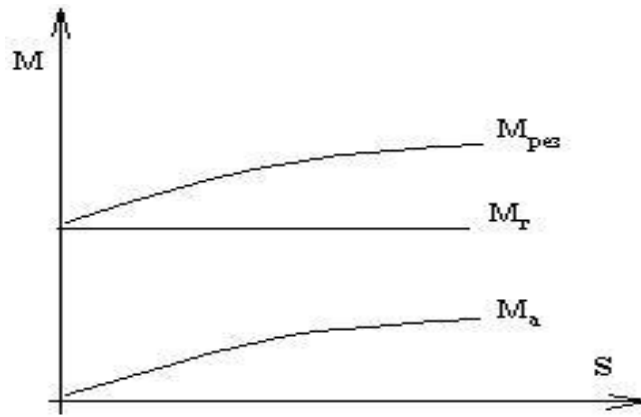


Рис. 2.17 Механическая характеристика гистерезисного двигателя

2.2.3. Синхронный реактивный и вентильный индукторный двигатели

Синхронный реактивный двигатель не имеет обмотки возбуждения. Его основной магнитный поток создаётся за счёт намагничивающего тока обмотки статора. В таком двигателе действует только реактивный момент, определяемый выражением:

$$M_r = \frac{m_1}{2\omega_1} \cdot U_1^2 \left(\frac{1}{X_q} - \frac{1}{X_d} \right) \cdot \sin(2\theta), \quad (2.7)$$

где m_1 - число фаз обмотки статора, U_1 фазное напряжение, подведённое к обмотке статора, ω_1 - угловая синхронная скорость, X_q и X_d - индуктивное сопротивление ротора по поперечной и продольной осям; θ - угол между осью результирующего магнитного потока и осью полюсов ротора. Реактивный момент не зависит от величины магнитного потока возбуждения, поэтому он имеет место даже при отсутствии возбуждения синхронной машины. Появление реактивного момента обусловлено разностью магнитных сопротивлений по продольной и поперечной осям. Если $X_q = X_d$ реактивного момента не возникает. Магнитное поле статора за счёт притяжения явно выраженных полюсов ротора создаёт силы, стремящиеся повернуть ротор в положение при котором магнитный поток статора имеет на своём пути минимальное сопротивление. Магнитное поле статора вращается, ротор вращается синхронно с полем, но отстаёт от поля на некоторый пространственный угол. За счёт этого угла появляется тангенциальная состав-

ляющая электромагнитной силы. Сумма всех потенциальных составляющих создаёт реактивный момент. Реактивный момент и приводит ротор электрического двигателя во вращение с синхронной частотой вращения n_1 . Неравенство индуктивных сопротивлений обмотки статора по продольной и поперечной осям $X_q < X_d$ имеет место лишь при явно полюсном роторе. Следовательно, ротор реактивного двигателя обязательно должен быть явно полюсным. Конструктивно реактивный двигатель отличается от асинхронного лишь ротором. Типы роторов приведены на рис. 2.18. Наиболее часто применяется реактивный двигатель с ротором, устройство которого показано на рис. 2.18, а. Он отличается от обычного ротора АД лишь наличием впадин - вырезов, которые образуют явно выраженные полюсы. Ротор имеет короткозамкнутую обмотку, выполненную по типу “беличьей клетки” и необходимую для создания пускового момента. Двигатель пускается как асинхронный.

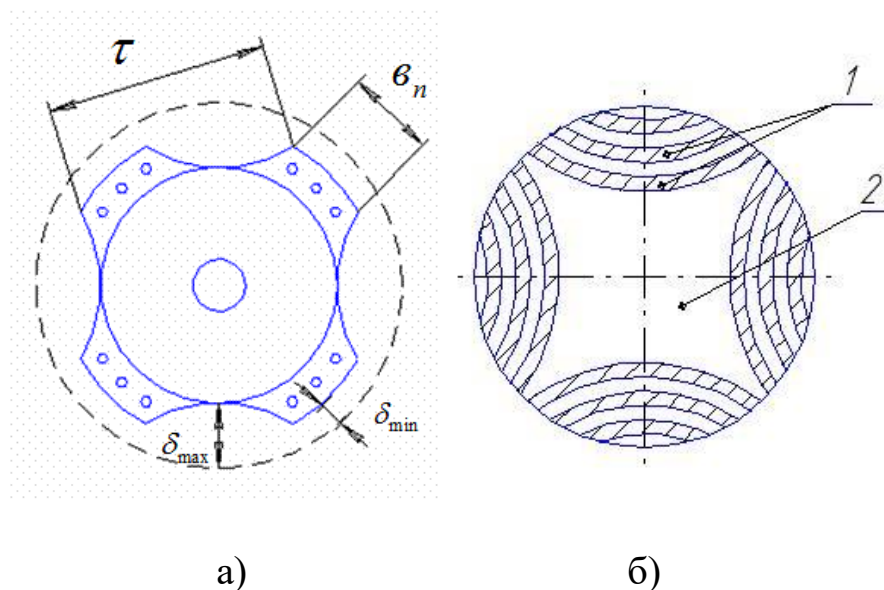


Рис. 2.18 Типы роторов реактивных двигателей

В реактивных двигателях, предназначенных для работы в схемах синхронной связи, ротор изготавливают из алюминия, в который при отливке закладывают полосы из стали 1 (рис. 2.18, б). Угловая характеристика реактивного двигателя имеет вид, представленный на рис. 2.19. Из выражения для реактивного момента (2.7) следует, что максимальное значение M_r_{max} наступает при нагрузке $\theta = 45^\circ$ (кривая). Но

в этом случае не учитывается влияние активного сопротивления обмотки статора на зависимость $M_r = f(\theta)$. Под влиянием активного сопротивления максимальное значение наступает при $\theta_{кр} < 45^\circ$.

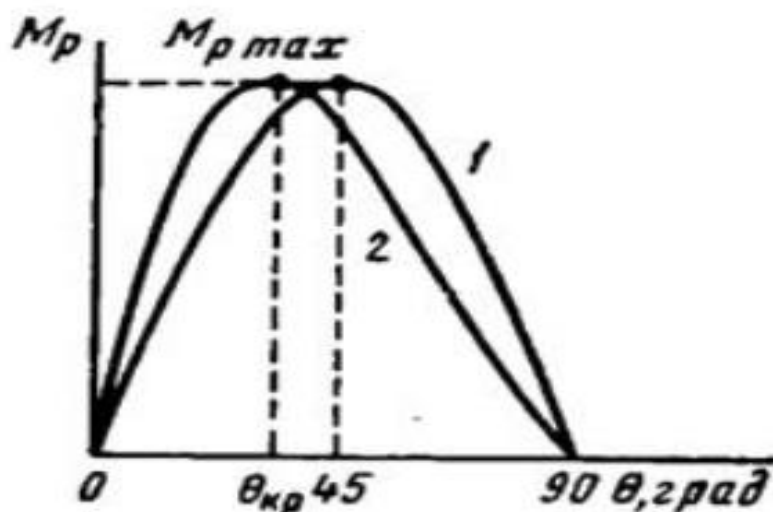


Рис. 2.19. Угловая характеристика реактивного двигателя

Синхронные реактивные двигатели изготавливают сегодня на базе асинхронных, и при тех же габаритах и установочно-присоединительных размерах получается более высокий КПД, достигается более высокая удельная мощность. Набранный из тонколистовой электротехнической стали, ротор реактивного синхронного двигателя имеет простую и надежную конструкцию без короткозамкнутой обмотки и без магнитов, поэтому в роторе исключены токи вызывающие вредный нагрев, - срок службы повышается, а отсутствие магнитов удешевляет себестоимость продукта, включая до минимума сниженные затраты на техобслуживание. Благодаря сравнительной легкости ротора, его собственный момент инерции низок, поэтому двигатель быстрее разгоняется до номинальных оборотов, что приводит к экономии электроэнергии. Частотный преобразователь в качестве регулятора скорости делает управление двигателем очень гибким в широком диапазоне рабочих скоростей. Что касается недостатков, то он всего один: потребность в преобразователе частоты.

Разновидностью синхронного реактивного двигателя является вентильно-индукторный двигатель на базе индукторной электрической машины с пассивным ротором. с явно выраженными полюсами ста-

тора, на которых установлены обмотки, подобные катушками возбуждения двигателей постоянного тока. Число полюсов ротора, т.е. зубцов не равно числу явно выступающих полюсов статора. Двигатель управляется транзисторным коммутатором, осуществляющим поочередное переключение обмоток индуктора в соответствии с положением ротора. Для этого используют датчики положения ротора DR или математическую модель, вычисляющую положение ротора на основе измеренных напряжения и тока в цепи индукторов. Принцип работы вентильно-индукторного двигателя состоит в поочередном последовательном включении индукторов ($a-a, b-b, c-c$), поток которых замыкается через зубцы ротора (см. рис. 2.20). Возбуждение индуктора вызывает возникновение электромагнитных сил, стремящихся повернуть ротор двигателя так, чтобы зубец ротора стал по оси потока магнитного поля, создаваемого индуктором. Для дальнейшего движения ротора необходимо отключить данный индуктор и включить следующий по направлению движения ротора. Благодаря такому принципу работы вентильно-индукторные двигатели называют *переключаемыми реактивными двигателями*. Под действием реактивных сил (моментов), обусловленных явлением втягивания ферромагнитного сердечника в магнитное поле катушки с током, происходит силовой поворот ротора. Так как число зубцов статора и ротора различно, то в том положении, когда зубец ротора находится напротив одного индуктора, для следующего индуктора зубец ротора окажется в несогласованном положении. Поэтому при отключении первого индуктора и включении следующего ротор снова повернется на одно полюсное деление. Последовательная коммутация индукторов в функции датчика через систему управления CS обеспечивает создание вращающего момента и, следовательно, непрерывное вращение ротора двигателя. При прямоугольной форме импульсов напряжения развиваемый электромагнитный момент имеет значительные пульсации. В современных индукторных двигателях применяют формирование кривой тока в обмотках индуктора по определенному закону, что достигается широтно-импульсной модуляцией транзисторов в схеме питания обмотки.

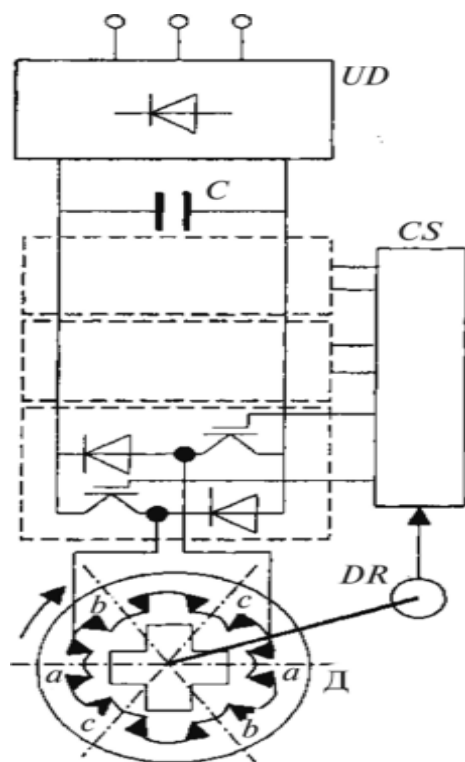


Рис. 2.20. Функциональная схема вентильно-индукторного привода

Направление вращения данного реактивного двигателя не зависит от направления тока в обмотках индуктора, поэтому ток может быть однополярным. На рис. 2.21 показана схема силовой части преобразователя, питающего каждую фазу индуктора. Схема включает силовые транзисторы $VT1$, $VT2$, через которые происходит включение и формирование тока в обмотке, и обратные диоды $VD1$, $VD2$, через которые магнитная энергия возвращается в конденсатор C при отключении транзисторов. Датчик тока $ДТ$ служит для обратной связи, позволяющей формировать требуемую форму импульса тока. Значение электромагнитного момента определяется средним значением тока, подаваемого в обмотки индуктора, поэтому регулирование момента двигателя производится изменением напряжения, подаваемого к обмоткам, *методом широтно-импульсного регулирования*. В рассматриваемых приводах для регулирования скорости вводят внешний контур скорости. Переключаемые реактивные электродвигатели характеризуются конструктивной простотой и экономичностью. Они находят применение в электрических транспортных машинах и в качестве электро-

приводов общепромышленного назначения, работающих со «спокойной» нагрузкой. Эффективно использование вентильно-индукторных приводов для высокоскоростных механизмов (6000 об/мин и выше).

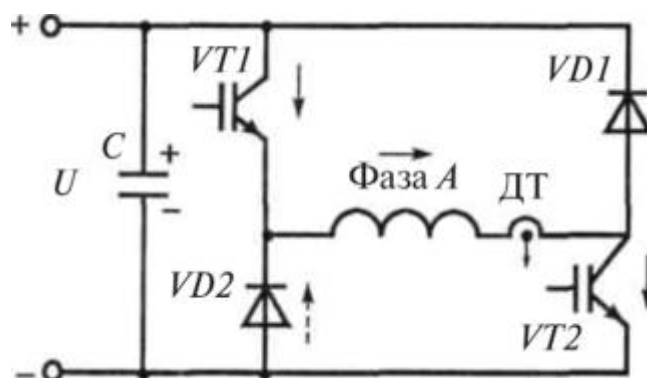


Рис. 2.21 Силовая схема питания одной фазы вентильно-индукторного двигателя

2.3. Двигатели постоянного тока и их управление

Как отмечалось выше двигатели постоянного тока применяются главным образом в мобильных роботах и специальных мехатронных устройствах и модулях, например, экзоскелетах. Основные недостатки двигателей постоянного тока: относительно высокая стоимость (в 2...3 раза дороже, чем асинхронные короткозамкнутые двигатели); более сложная технология их изготовления из-за наличия коллектора; несколько меньшая надежность из-за применения в основной рабочей цепи скользящих щеточных контактов, имеющих склонность к искрению; сравнительно быстрый износ скользящих щеточных контактов, требующих специального наблюдения в процессе эксплуатации машины. Недостатки щеточно-коллекторного узла устранены в бесколлекторном двигателе обращенной конструкции с электронной коммутацией обмоток якоря, размещаемой на статоре и индуктором на роторе. Эти двигатели так же называют вентильными.

На рис. 2.22 приведено устройство машины постоянного тока (МПТ), а на рис. 2.23 схематичное изображение в поперечном направлении. На рис. 2.22 и 2.23 обозначено: 1 – вал; 2 – передний подшипниковый щит; 3 – коллектор; 4 – щеточный аппарат; 5 – сердечник якоря; 6 – главный полюс; 7 – обмотка возбуждения; 8 – корпус; 9 –

задний подшипниковый щит; 10 – вентилятор; 11 – лапы; 12 – подшипники; 13 – полюсные наконечники главных полюсов; 14 - обмотка якоря; 15 - дополнительные полюсы; 16 - обмотка дополнительных полюсов; Φ – основной магнитный поток; n – частота вращения вала. Вращающаяся часть машины состоит из укрепленных на валу 1 цилиндрического якоря 5 и коллектора 3. Якорь состоит из сердечника, набранного из листов электротехнической стали, и обмотки, укрепленной на сердечнике якоря. Вид якоря с коллектором на валу приведен на рис. 2.24. Обмотка якоря состоит из нескольких катушек, начала и концы которых соединены с изолированными от вала медными пластинами коллектора 3. На коллектор наложены две неподвижные графитовые щетки 4, с помощью которых обмотка якоря соединяется с внешней цепью.

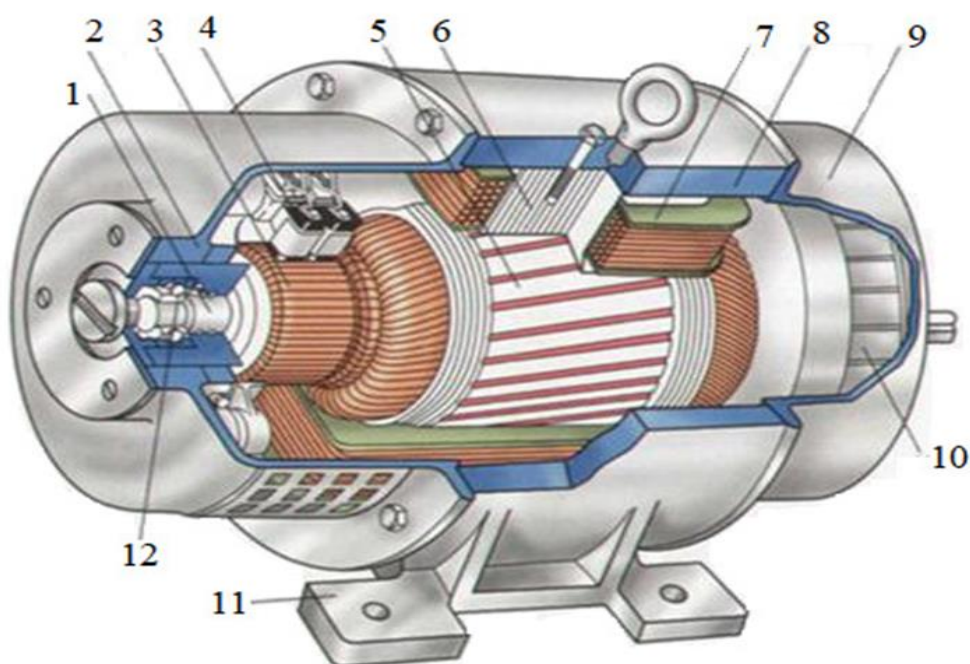


Рис. 2.22. Устройство машины постоянного тока

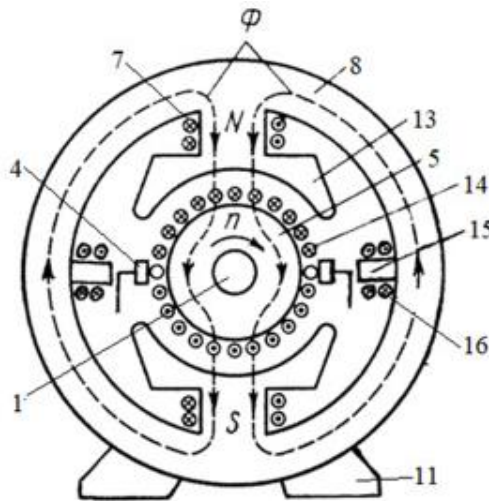


Рис. 2.23. Схематичное изображение простейшей машины постоянного тока в поперечном направлении

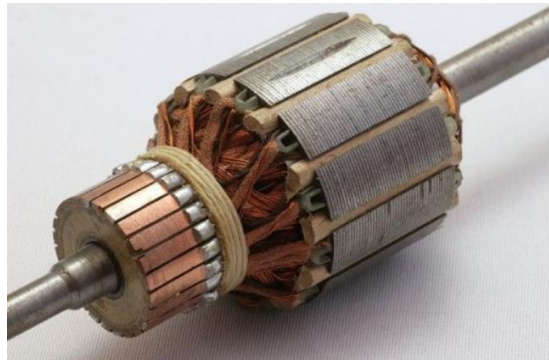


Рис. 2.24. Вид якоря с коллектором на вале

Неподвижная часть машины, называемая индуктором, состоит из главных полюсов 6, обмотки возбуждения 7 и ярма 8, служащих для создания основного магнитного потока в машине. Вид индуктора машины постоянного тока представлен на рис. 2.25.

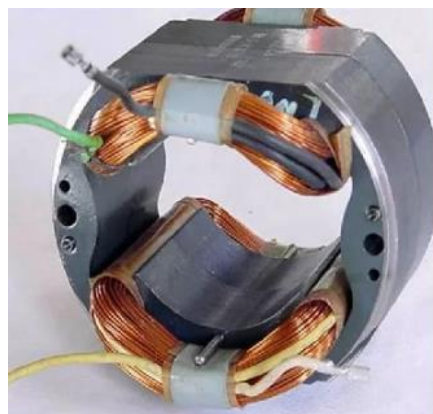


Рис. 2.25. Вид индуктора машины постоянного тока

Основной магнитный поток в типовых машинах постоянного тока создается обмоткой возбуждения, которая расположена на сердечниках полюсов и питается постоянным током. Магнитный поток проходит от северного полюса N через якорь к южному полюсу S и от него через ярмо снова к северному полюсу. Сердечники полюсов индуктора также, как и сердечник якоря изготавливаются из листовых ферромагнитных материалов для исключения вихревых токов. Передний 2 и задний 10 подшипниковые щиты служат для установки подшипников качения 12, являющихся опорами вала 1. Лапы 11 служат для крепления машины при её монтаже в установку. Дополнительные полюсы 15 с обмотками 16 служат для компенсации реакции якоря. Основной магнитный поток может создаваться постоянными магнитами, размещаемыми на ярме.

Взаимодействие тока I в обмотке якоря с магнитным потоком Φ , создаваемым обмотками, расположенными на полюсах машины, приводит в соответствии с законом Ампера и возникновению электромагнитных сил, действующих на активные проводники обмотки и, следовательно, электромагнитного момента $M_{эм}$:

$$M_{эм} = C_m \Phi I, \quad (2.8)$$

где C_m - конструктивный параметр машины.

В движущихся с угловой скоростью ω в магнитном поле под действием момента $M_{эм}$ проводниках обмотки якоря в соответствии с законом Фарадея наводится ЭДС вращения e :

$$e = C_e \Phi \omega, \quad (2.9)$$

направленная в рассматриваемом случае встречно по отношению к вызвавшей движение причине - ЭДС источника питания U .

В соответствие со вторым законом Кирхгоффа для якорной цепи машины справедливо уравнение:

$$U - e = IR. \quad (2.10)$$

Зависимости $\omega(M_{эм})$ и $\omega(M_c)$, где M_c – момент сил сопротивления движению, называют механическими характеристиками соответственно двигателя и нагрузки (механизма). Зависимость $\omega(I)$ называется электромеханической характеристикой.

На рис. 2.26 приведены схемы независимого (а), последовательного (б), параллельного (в) и смешанного возбуждения основного магнитного поля, используемых в электрических машинах постоянного тока в случае применения обмотки возбуждения (ОВ). Здесь обозначено: U_B – напряжение на обмотке возбуждения; U – напряжение на обмотке якоря; R_H и R_B – сопротивления нагрузки и обмотки возбуждения соответственно. При использовании в электроприводе постоянного тока двигателя с независимым возбуждением (рис. 3.14, а) с питанием от источника напряжения $U = const$ уравнение электромеханической характеристики $\omega(I)$ получится подстановкой (210) в (2.9) и решением относительно ω :

$$\omega = \frac{U - IR}{k\Phi} \quad (2.11)$$

Механическую характеристику $\omega(M)$ получим, подставив в (2.11) ток, выраженный из (2.8):

$$\omega = \frac{U}{k\Phi} - \frac{MR}{(k\Phi)^2}. \quad (2.12)$$

При заданных U , Φ и R уравнения (2.11) и (2.12) однозначно определяют связь между ω , I и M в любых режимах. Зависимости $\omega(M_{эм})$ и $\omega(I)$ это прямые линии (Рис. 3.15), проходящие через две характерные точки: $M=0$, $\omega = \omega_0$ и $\omega = 0$, $I = I_{кз}$, $M = M_{кз}$; при $\Phi = const$ они различаются лишь масштабами по оси абсцисс.

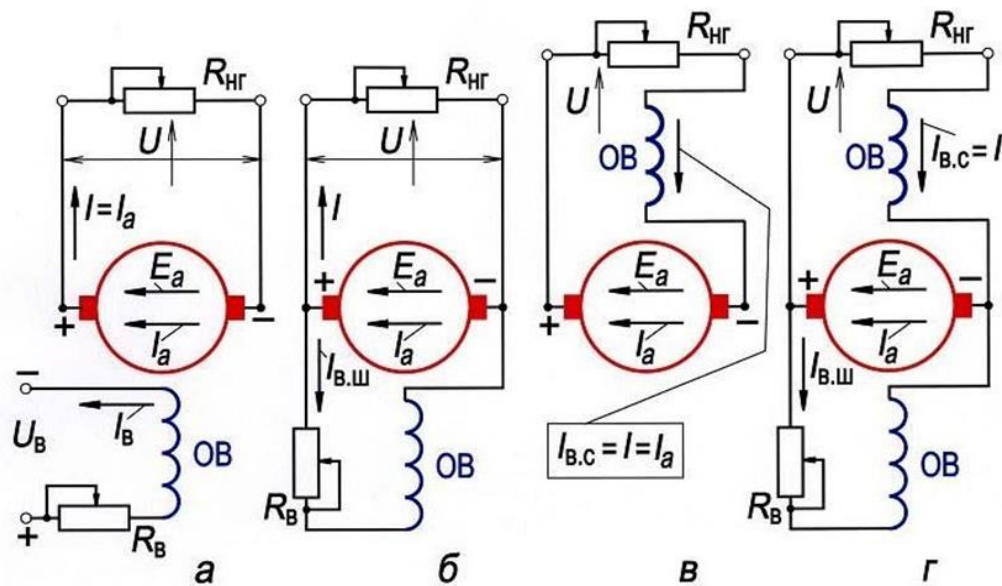


Рис. 2.26 Схемы независимого (а), последовательного (б), параллельного (в) и смешанного (г) возбуждения основного магнитного поля машин постоянного тока

Скорость $\omega_0 = \frac{U}{k\Phi}$ (рис. 2.27) соответствует режиму идеального холостого хода: $M=0$, $E=U$ и направлены встречно.

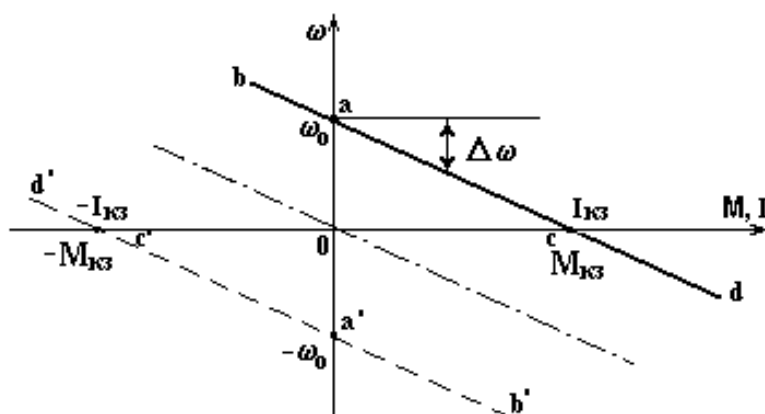


Рис. 2.27 Механические (электромеханические) характеристики электропривода постоянного тока независимого возбуждения

Величина $\Delta\omega = \frac{MR}{(k\Phi)^2}$ - перепад скорости под влиянием нагрузки. Увеличением нагрузки при определенных условиях, которые

рассматриваются ниже, можно прийти к режиму короткого замыкания: $\omega = 0$, $I = \frac{U}{R} = I_{\hat{E}\zeta}$, $M = k \Phi I_{кз} = M_{кз}$. При изменении полярности U характеристика займет положение, показанное на рис. 2.27 пунктиром.

Участки характеристики между ω_0 и $M_{кз}$, где знаки ω и M совпадают, соответствуют, как было условлено ранее, двигательному режиму работы; участки с разными знаками ω и M - тормозным режимам.

Тормозные режимы - это генераторные режимы, поскольку механическая энергия, поступившая с вала машины, преобразуется в электрическую и передается через электрические зажимы машины. В зависимости от того, куда поступает электрическая энергия, различают три тормозных режима.

а) Торможение с отдачей энергии в сеть (рекуперативное) или генераторный режим работы параллельно с сетью

Если якорь двигателя вращать от некоторого постороннего источника со скоростью, превышающей скорость идеального холостого хода, то ЭДС двигателя будет больше приложенного напряжения, в результате чего ток в якоре двигателя и момент изменят свой знак. Механическая энергия, поступающая при этом на вал двигателя, преобразуется в электрическую и за вычетом потерь в двигателе рекуперирована в сеть. На механических характеристиках торможению с отдачей энергии в сеть соответствуют участки ab и $a'b'$ (рис. 2.27).

б) Торможение противовключением или генераторный режим работы последовательно с сетью

В режиме противовключения изменяет знак скорость двигателя при сохранении знака момента или знак момента двигателя при сохранении знака скорости. Первый случай имеет место при воздействии активного момента статической нагрузки, превышающего момент короткого замыкания на данной характеристике. В результате изменения знака скорости ЭДС двигателя будет совпадать с приложенным напряжением, и ток в якоре определится выражением:

$$I = \frac{U + E}{R}. \quad (2.13)$$

Второй случай используется для остановки двигателя путем изменения полярности напряжения, подводимого к его якорю. Вследствие механической инерции скорость двигателя и ЭДС в начальный момент сохраняются неизменными, а ток будет равен:

$$I = \frac{-U - E}{R}. \quad (2.14)$$

На механических характеристиках (рис. 2.27) торможению противовключением соответствуют участки cd и $c'd'$. В режиме торможения противовключением энергии поступает в привод и со стороны механизма, и от сети и рассеивается в сопротивлениях якорной цепи; в предыдущем случае энергия, поступающая от механизма, передавалась в сеть.

в) Динамическое торможение или генераторный режим работы независимо от сети

Если якорная цепь отключена от источника питания и замкнута на внешний резистор, то при вращении двигателя от внешнего источника или по инерции в якорной цепи индуцируется ЭДС и протекает ток $I = -\frac{E}{R}$, создающий момент. Характеристики проходят через начало координат - штрих-пунктир на рис. 2.27.

Для двигателя последовательного возбуждения (рис. 2.26, б), справедливы уравнения (2.11) и (2.12), однако, если для двигателя независимого возбуждения поток не зависит от тока нагрузки, то для двигателя последовательного возбуждения поток является функцией тока нагрузки.

В первом приближении зависимость между скоростью двигателя и развиваемым им моментом в установившемся режиме можно найти в предположении, что поток возбуждения и ток в якоре двигателя связаны между собой линейной зависимостью: $\Phi = \alpha I$.

Тогда $\omega = \frac{U}{k\alpha I} - \frac{R}{k\alpha}$, а поскольку $M = k\Phi I = k\alpha I^2$, то

$$\omega = \frac{U}{\sqrt{k\alpha M}} - \frac{R}{k\alpha}$$

Таким образом, при сделанном допущении механическая характеристика двигателя последовательного возбуждения изображается гиперболой (рис. 2.28); одной из ее асимптот является ось ординат, а другой - прямая, параллельная оси абсцисс. Жесткость механической характеристики $\beta = \frac{dM}{d\omega}$ двигателя последовательного возбуждения переменна и возрастает с увеличением нагрузки. Электропривод с двигателями последовательного возбуждения в нормальной схеме ($U = const$) может работать в тех же энергетических режимах, что и привод с двигателями независимого возбуждения, за исключением режима идеального холостого хода и генераторного режима параллельно с сетью (рекуперативное торможение), поскольку при нагрузке, стремящейся к нулю, к нулю стремится и магнитный поток, ось ω - асимптота механической характеристики.

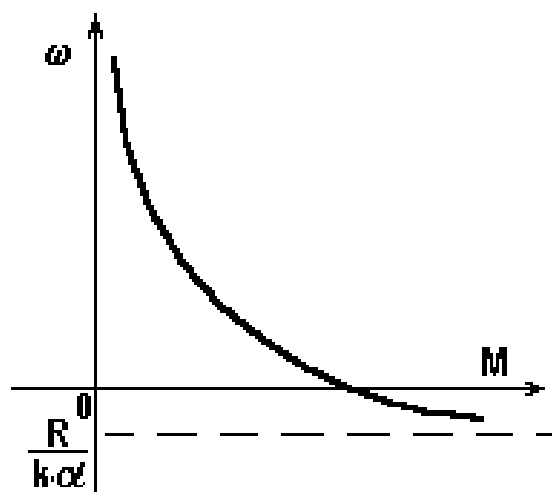


Рис. 2.28. Механическая характеристика двигателя последовательного возбуждения

Механическая характеристика электродвигателя постоянного тока при параллельном возбуждении (рис. 2.26, в) представляет собой прямую линию с отрицательным наклоном, описываемую выражением (3.7). В режиме идеального холостого хода ток в цепи якоря I , а следовательно, и момент $M=0$, поэтому частота вращения в режиме идеального холостого хода определяется выражением:

$$n_0 = U / (c_e \Phi). \quad (2.15)$$

Таким образом, уравнения скоростной и механической характеристик можно привести к виду

$$n = n_0 - \Delta n, \quad (2.16)$$

где Δn - изменение частоты вращения, вызванное нагрузкой двигателя. Зависимость Δn от тока нагрузки определяется выражением

$$\Delta n = -(I_a R / (c_e \Phi)), \quad (2.17)$$

а зависимость Δn от момента нагрузки имеет вид

$$\Delta n = -(MR / (c_e c_m \Phi^2)). \quad (2.18)$$

Таким образом, как это следует из (2.18), скоростная и механическая характеристики электродвигателя параллельного возбуждения представляют собой прямые линии (рис. 2.29). Выражения (2.17) и (2.18) показывают, что изменение частоты вращения электродвигателя, обусловленное изменением его нагрузки, прямо пропорционально электрическому сопротивлению цепи якоря $R = \Sigma r + r_{доб}$. Поэтому, наименьшему сопротивлению цепи якоря $R = \Sigma r$ соответствует наименьшее изменение частоты вращения Δn . В этом случае скоростная и механическая характеристики электродвигателя являются наиболее жесткими. Такие характеристики называют естественными (прямая 1).

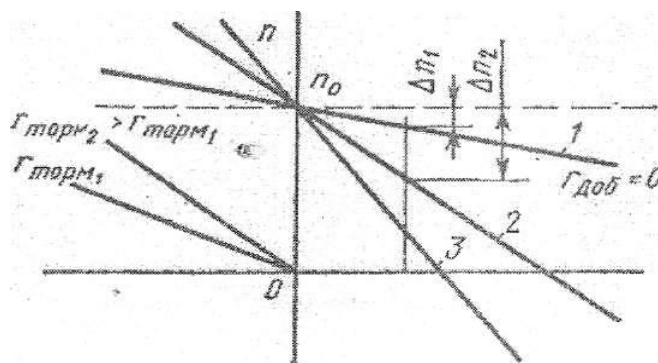


Рис. 2.29 Характеристики электродвигателя постоянного тока при параллельном возбуждении

Если же в цепь якоря ввести добавочное сопротивление, то влияние нагрузки на величину Δn становится более значительным и характеристики электродвигателя становятся мягкими и их угол наклона к оси абсцисс увеличивается (кривые 2 и 3), Такие характеристики называют искусственными (реостатными). Все характеристики электродви-

гателя независимо от величины сопротивления цепи якоря пересекаются в точке идеального х. х. (пограничной частоты вращения) n_0 . Объясняется это тем, что при идеальном х. х. ток якоря I_a и момент M равны нулю, а поэтому изменение частоты вращения $\Delta n = 0$.

Как отмечалось, скоростные и механические характеристики электродвигателя постоянного тока n_0 параллельного и независимого возбуждения прямолинейны. В связи с этим положение любой из этих характеристик определяется двумя точками. Одной из них является точка идеального х. х. с координатами n_0 и $I_a = 0$ или $M = 0$, а другой – точка номинальной нагрузки в двигательном (основном) режиме с координатами $n_{ном}$ и $I_{ном}$ или $M_{ном}$. Если в цепи якоря нет добавочного сопротивления ($R = \Sigma r$), то координаты точки номинальной нагрузки определяются паспортными данными электродвигателя. Если же в цепь якоря включено добавочное сопротивление ($R = \Sigma r + r_{доб}$), то при номинальном токе якоря $I_{ном}$ частота вращения (об/мин)

$$n' = n_{ном} \frac{U_{ном} - I_{аном} (\Sigma r + r_{доб})}{U_{ном} - I_{аном} \Sigma r}. \quad (2.19)$$

Механическая характеристика двигателя при смешанном возбуждении нечто среднее между характеристиками при последовательном и параллельном возбуждении двигателя, а при возбуждении от постоянных магнитов аналогична характеристике при независимом возбуждении.

Регулирование координат двигателя постоянного тока

Для регулирования скорости и (или) момента двигателя применяются различные способы: реостатное регулирование, регулирование изменением магнитного потока, регулирование скорости изменением напряжения на якоре. **Реостатное регулирование** - самый простой и самый неблагоприятный способ регулирования скорости и (или) момента. В якорную цепь последовательно, если питание осуществляется от источника напряжения (рис. 2.30, а), включаются дополнительные резисторы.

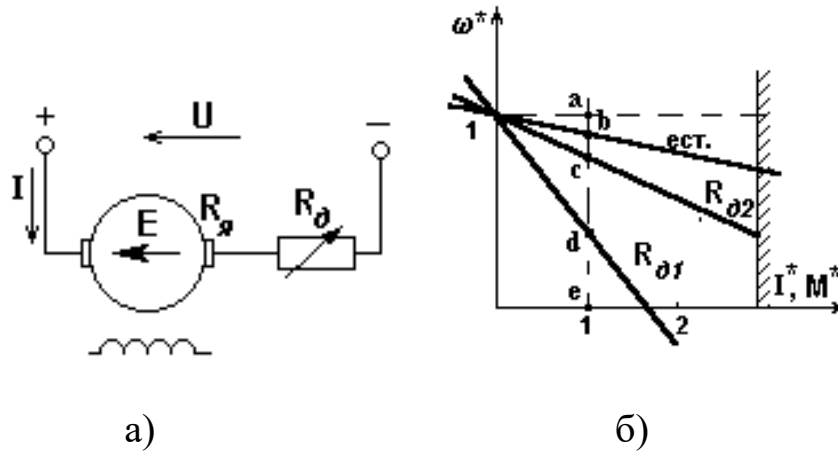


Рис. 2.30 Схема (а) и характеристики (б) при реостатном регулировании двигателя независимого возбуждения

В соответствии с (3.13) скорость идеального холостого хода при U_n и Φ_n и включении R_d не изменится: $\omega_0 = \frac{U_n}{k\Phi_n}$, а наклон характеристик будет увеличиваться пропорционально $R = R_{я} + R_d$. Воспользовавшись (2.18), получим при $I^* = M^* = 1$, а $\Delta\omega^* = R^*$,

$$\text{где } \Delta\omega^* = 1 - \omega^*, R^* = \frac{R}{R_n} = \frac{RI_n}{U_n}.$$

Соотношение (3.15) позволяет легко решать прямую задачу - построить характеристики, если задано R , и обратную - найти R и R_d для заданной характеристики, так как

$$R_{я} = R_n \frac{ab}{ae}, R_{d1} = R_n \frac{bc}{ae}, R_{d2} = R_n \frac{cd}{ae}, R = R_{я} + R_{d1} + R_{d2} = R_n \frac{ad}{ae}.$$

В электроприводе с двигателем последовательного возбуждения при $U = U_n$ (рис. 2.31, а) и известной естественной характеристике $\omega_e = \frac{U_n - I(R_{я} + R_{\epsilon})}{k\Phi}$ можно использовать уравнение искусственных

характеристик при реостатном регулировании: $\omega_u = \frac{U_n - I(R_{я} + R_{\epsilon} + R_d)}{k\Phi}$ и получить соотношение для расчета ω_u для

$$\text{любого тока: } \omega_u = \omega_e \frac{U_n - I(R_{я} + R_{\epsilon} + R_d)}{U_n - I(R_{я} + R_{\epsilon})}. \quad (2.21)$$

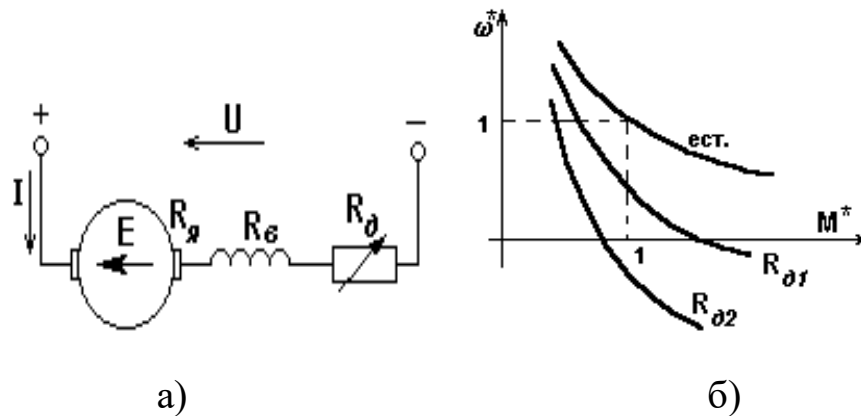


Рис. 2.31. Схема (а) и характеристики (б) при реостатном регулировании двигателя последовательного возбуждения

Регулирование координат изменением магнитного потока

Схема включения двигателя для регулирования скорости изменением магнитного потока приведена на рис. 2.32. Будем полагать, что якорная цепь двигателя без каких-либо добавочных резисторов подключена к источнику с напряжением $U = U_n$, а цепь возбуждения питается от усилителя - возбудителя B или в простейшем случае от того же источника через добавочный резистор. Нормальные электрические машины рассчитаны таким образом, что номинальному току возбуждения соответствует магнитный поток на колене кривой намагничивания. Типичная усредненная кривая намагничивания для ряда машин показана на рис. 2.33. Так как $I_{бн}$ соответствует допустимому нагреву обмоток возбуждения, то при регулировании скорости в условиях продолжительной работы ток возбуждения можно только уменьшать.

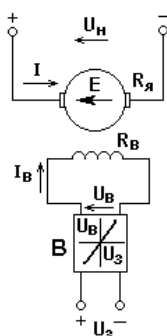


Рис. 2.32 Схема электропривода с регулированием скорости изменением магнитного потока

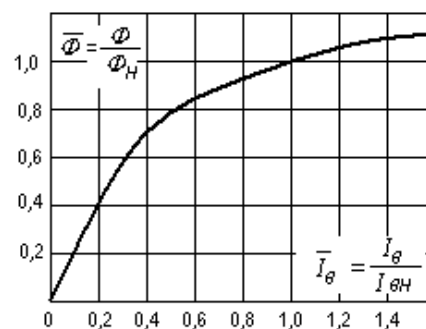
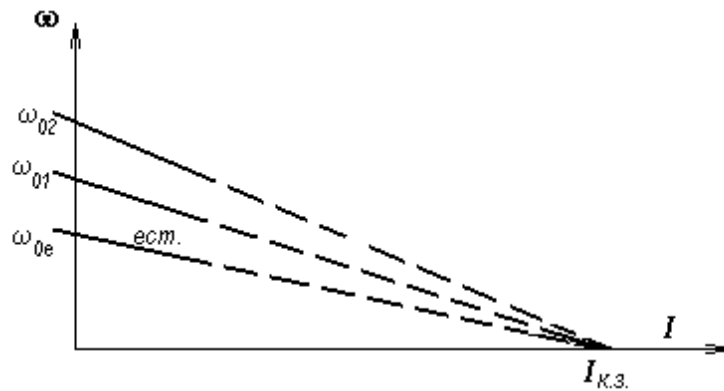
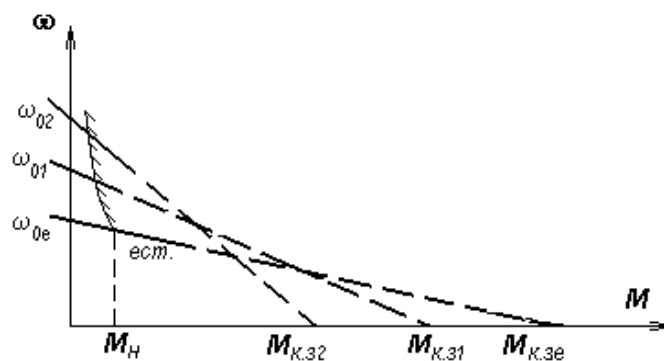


Рис. 2.33 Типичная кривая намагничивания машины постоянного тока

Электромеханические и механические характеристики двигателя при ослаблении поля показаны на рис. 2.34 (нерабочие участки изображены пунктирными линиями). Скорость идеального холостого хода $\omega_0 = \frac{U_n}{k\Phi}$ растет с уменьшением потока. Так как ток короткого замыкания не зависит от степени ослабления поля, все электромеханические характеристики пересекаются в одной точке $I_{к.з.} = \frac{U_n}{R_{я}}$ (следует помнить, что ток короткого замыкания для нормальных машин может во много раз превосходить допустимый). Момент короткого замыкания $M_{к.з.} = kI_{к.з.}\Phi$ уменьшается с уменьшением потока (рис. 3.22, б).



а)



б)

Рис. 2.34 Характеристики двигателя постоянного тока при ослаблении поля

При питании якорной цепи от источника тока изменение магнитного потока позволяет регулировать момент от $-M_n$ до $+M_n$ при вертикальных.

Регулирование скорости изменением напряжения на якоре

Схема электропривода, обеспечивающая регулирование напряжения на якоре, показана на рис. 2.35, а. Этот способ регулирования предполагает использование силового управляемого преобразователя (УП), установленная мощность которого превышает мощность двигателя. При изменении U (в данном случае E_n) пропорционально изменяется лишь ω_0 , а $\Delta\omega$ не зависит от U , т.е. семейство искусственных характеристик при $k\Phi = k\Phi_n = c$ - параллельные прямые с наклоном несколько большим чем у естественной характеристики двигателя, поскольку $R = R_{я} + R_n$ - рис. 2.35,б; предполагается, что УП имеет двустороннюю проводимость.

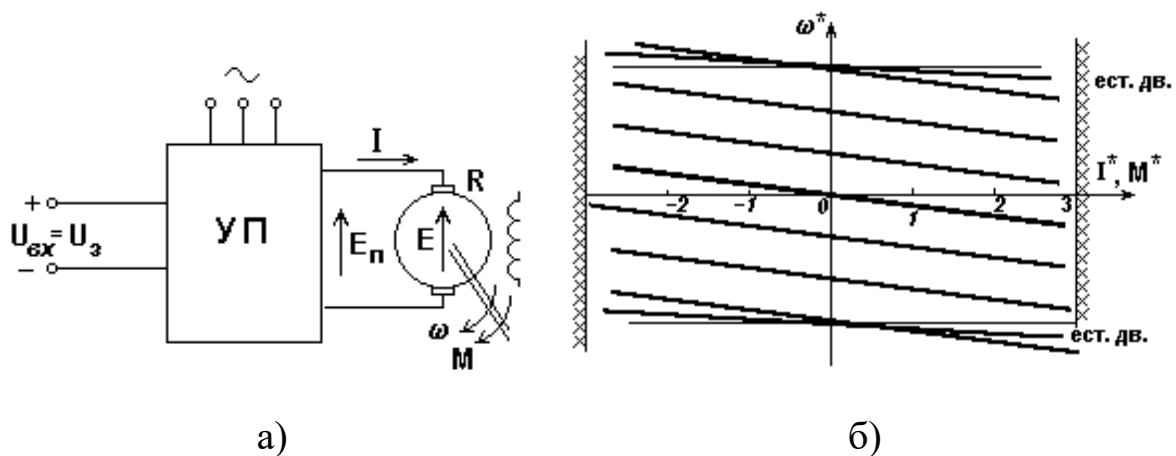


Рис. 2.35 Схема (а) и характеристики (б) при регулировании скорости двигателя постоянного тока изменением напряжения

Уравнения характеристик:

$$\omega = \frac{KU_{вх}}{c} - \frac{I(R_{я} + R_n)}{c}$$

и

$$\omega = \frac{KU_{вх}}{c} - \frac{M(R_{я} + R_n)}{c^2}, \quad (2.22)$$

где $K = \frac{E_n}{U_{ex}}$ - коэффициент передачи УП. Свойства УП оказывают влияние

на вид характеристик. Так, при использовании преобразователей с односторонней проводимостью ($I > 0$) характеристики располагаются лишь в I и IV квадрантах.

Бесколлекторные серводвигатели постоянного тока (Рис. 2.36) выходят в диапазоне мощностей от 0,03 до 400 Ватт диаметром от 6 до 90 мм. В семейство двигателей входят как серии традиционных бесколлекторных двигателей, так и серии со встроенным датчиком Холла и плоские двигатели.

При производстве двигателей используются современные технологии и разработки: полый ротор, усиленные подшипники, схемы электронной коммутации, магниты с улучшенными характеристиками (Nd2Fe14B). Двигатели данного семейства отличаются такие качества, как высокие скорости вращения (до 100000 об/мин), малая постоянная времени, линейность рабочих характеристик, большой ресурс, высокие возможности управления.

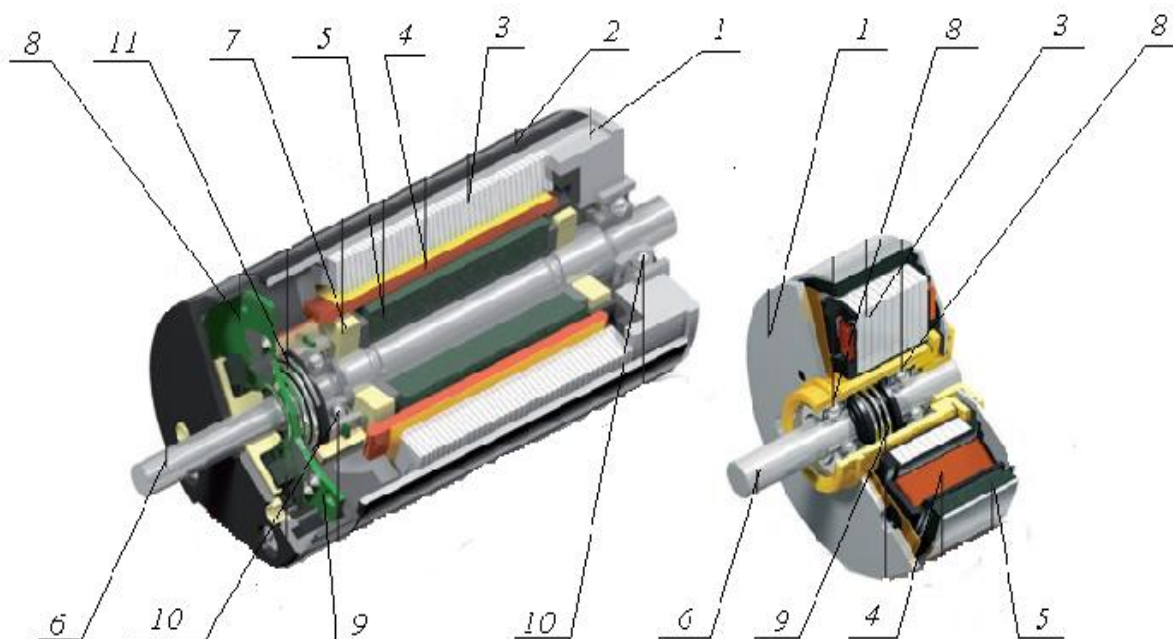


Рис. 2.36. Конструкция бесколлекторного двигателя постоянного тока: 1 - Фланец, 2 - Корпус, 3 - Пакет из ламинированного стального листа, 4 - Обмотка, 5 - Постоянный магнит, 6 - Вал, 7 - Балансировочный диск, 8-Плата с датчиками Холла, 9- Управляющий магнит, 10- Шарикоподшипник, 11- Пружина предварительного натяга подшипника.

В основе работы двигателя лежит синхронный принцип действия (синхронное изменение ЭДС и скорости). Ротор (вращающаяся часть) – это постоянный магнит, закрепленный на двухконцевом вале. Статор (неподвижная часть) включает корпус, изготовленный из стали или алюминия, и обмотку двигателя (3 фазы с 3 обмотками, объединенными либо в «звезду», либо в «треугольник»). Когда к обмоткам приложено напряжение, сдвинутое друг относительно друга на 120° , в статоре генерируется вращающееся поле. Поскольку ротор – это активный элемент, то магнит всегда стремится занять своё положение по линии магнитного поля. Таким образом, переключая линии магнитного поля, получим вращение ротора. На вале двигателя стоит датчик положения ротора (датчик Холла), с ним по принципу обратной связи соединён коммутатор (любой контроллер или сервоусилитель), управляющий ключами силового каскада усиления мощности (транзисторами), к которым подключены обмотки двигателя. В зависимости от угла поворота коммутатор переключает транзисторы. Так происходит последовательное переключение обмоток, дающее вращение ротора двигателя. Коммутатор и датчик Холла – это аналог щеточно-коллекторного узла классического мотора. Схема управления содержит полумостовую схему включения каждого из трех выводов обмоток. Существуют два основных организации обратных связей в бесколлекторных двигателях: с датчиками и без датчиков (рис. 2.37).

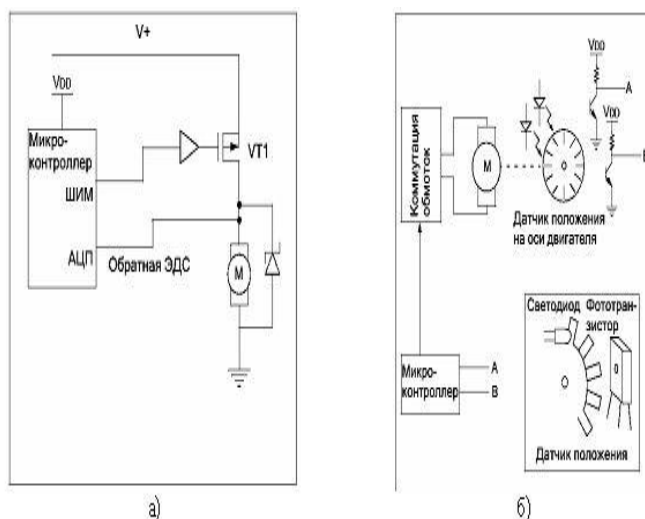


Рис. 2.37. Измерение положения ротора и скорости вращения двигателя: а - без датчика с использованием обратной ЭДС; б - с использованием датчика положения

В моторах без датчика положение ротора определяется по величине ЭДС, возникающей в неподключенной обмотке. Моторы без датчиков проще в изготовлении, но сложнее в управлении. Их применяют в задачах, не требующих частых запусков и остановок. Моторы с датчиками – лучший выбор для задач, связанных с периодическими остановками и запусками.

Основные схемы управления двигателем приведены на рис. 2.38. Во многих приводах поворота заслонки используется синхронный шаговый двигатель. Описание шагового двигателя, особенности его работы и управления приведены в разделе 6.1. Отличительная особенность шаговых двигателей – это возможность осуществлять позиционирование без датчика обратной связи по положению.

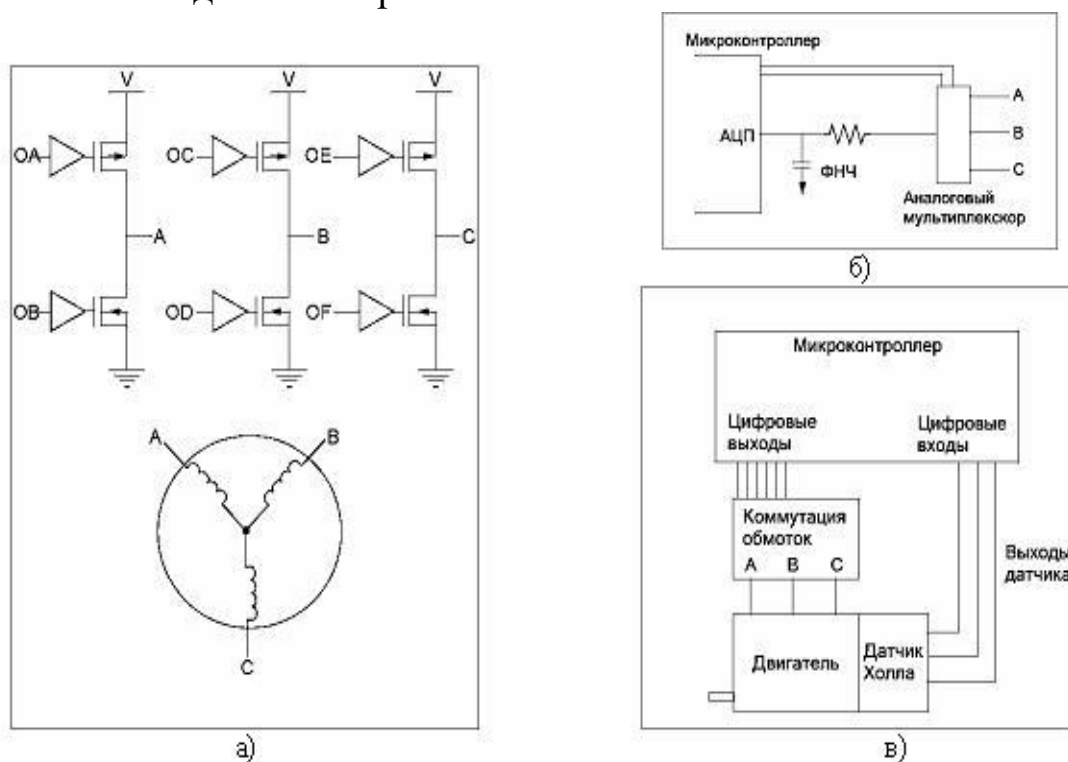


Рис. 2.38 Управление бесколлекторным двигателем постоянного тока: а- общая схема включения; б- схема включения без датчика положения; в - схема включения с датчиком положения

2.4. Датчики мехатронных модулей и робототехнических систем

Информационная система (ИС) представляет собой совокупность функционально объединенных измерительных, вычислительных и других вспомогательных технических средств, предназначенных для получения измерительной и другой информации, необходимой для нормального функционирования мехатронного или робототехнического устройства, передачи, хранения и преобразования этой информации (в том числе осуществления логических функций контроля, диагностики, идентификации) в целях представления информации потребителю (системе управления или человеку-оператору) в виде, удобном для принятия решения [23]. ИС являются важнейшей составной частью МС и занимают в них особое место: именно они обеспечивают координацию и синхронизацию работы всех других систем. Благодаря ИС объект приобретает новые системные свойства (целостности, организованности, иерархичности структуры), которые не являются простой суммой свойств составляющих систем.

Любая мехатронная или робототехническая система должна иметь возможность контролировать состояние своих подсистем, а также значимые для ее нормального функционирования параметры внешней среды. Такая информация позволяет, например, мобильному роботу следить за своим состоянием, правильно ориентироваться в окружающем пространстве, выбирать оптимальный маршрут движения и рабочие объекты, своевременно избегать опасных ситуаций (перегрева, опрокидывания, причинения вреда человеку и т.п.). Робот, лишенный возможности получать информацию о состоянии своих подсистем и окружающем пространстве подобен человеку, лишенному не только пяти органов чувств, но информации от многочисленных биологических сенсоров, расположенных, например, в наших суставах (чтобы убедиться в их наличии, закройте глаза и вы без труда сможете описать положение любого сустава руки или ноги!). Чтобы подсистема управления робота смогла принимать адекватные решения, поступающая к ней из внешней среды (от датчиков очувствления) и от блоков самого робота (в том числе и хранящаяся в запоминающих устройствах) информация должна быть достаточно полной и достоверной. При этом, чем выше «интеллектуальный уровень» мехатронной си-

стемы, тем в большей степени работа ее подсистемы управления основана на текущей информации, поступающей от датчиков и обрабатываемой в реальном масштабе времени.

Основными процессами, позволяющими ИС получать необходимую информацию, являются обнаружение событий и объектов, измерение их параметров, обработка результатов измерения, в том числе контроль, диагностика, распознавание образов. В соответствии с этим можно классифицировать ИС по составу, выполняемым функциям и уровню интеллектуальности.

По мере развития ИС качество получаемой с их помощью информации и расширение функциональных возможностей все чаще связывается с их интеллектуализацией. При этом понятие интеллектуальности непосредственно связано с наличием процессора и программной части. Именно переход к созданию процессорных ИС явился главным шагом по формированию предпосылок для появления интеллектуальных ИС.

Однако само наличие процессора и программной части еще не определяет уровня интеллекта ИС. За основу определения этого уровня примем следующее положение: уровень интеллекта обуславливается возможностями использования априорной (банк знаний и банк данных) и текущей информации для синтеза и выполнения алгоритмов, характеризующихся наилучшим для принятых условий и ограничений метрологическим качеством результатов измерений и синтезированной на их основе управляющей информации. В ИС низших уровней развития процессы измерения и обработка их результатов производится по заранее заданным алгоритмам. В высокоразвитых ИС в той или иной степени используется искусственный интеллект.

Информационные устройства и системы, как и органы чувств человека, предназначены для сбора информации о состоянии внешней среды и внутреннем состоянии робота. В качестве ее элементов используются телевизионные, светолокационные, ультразвуковые, тактильные и другие датчики. Функционально органы очувствления роботов (мехатронных систем) датчики – можно подразделить на два основных класса: датчики внутреннего состояния и датчики внешнего состояния (Рис. 2.39). Основное назначение средств очувствления ИС состоит в том, чтобы существенно снизить объем необходимой априор-

ной информации. Кроме того, их включение в состав систем управления позволяет существенно упростить процедуру обучения МС, повысить динамическую точность и быстродействие исполнительных органов. Представим, что перед нами робот, перемещающий деталь из кассеты на сборочный стол и работающий по жесткой программе (без датчиков). Если детали не будет в том месте, откуда робот должен ее взять, он все равно сделает хватательное движение и будет перемещать пустой схват в место назначения на рабочем столе. Если на пути движения руки такого робота встретится препятствие, движение руки не будет остановлено (что может привести к поломке робота или повреждению препятствия). Робот, снабженный датчиками осязания, сможет взять деталь, даже, если она находится не точно в заданном месте или иначе ориентирована, при движении рука робота остановится перед препятствием, т. е. осязательный робот учитывает изменения внешней среды и корректирует свои действия в соответствии с этими изменениями. В зависимости от принципа действия датчики с электрическим выходным сигналом можно разделить на две группы: генераторные или активные и параметрические или пассивные. В генераторных датчиках преобразование измеряемой величины осуществляется непосредственно в электрический сигнал (т.е. такие датчики генерируют электрическую энергию). К ним, например, относятся пьезоэлектрические, индукционные, фотоэлектрические (использующие явление ЭДС в полупроводниковом рп-переходе при его освещении), термоэлектрические. В параметрических датчиках измеряемая величина преобразуется в параметр электрической цепи – сопротивление, индуктивность, емкость и т.п., причем для питания датчика необходим источник электрической энергии. К таким датчикам, например, относятся емкостные, индуктивные, электроконтактные, потенциометрические, тензорезисторные.



Рис. 2.39 Классификация информационных устройств и систем используемых в мехатронике и промышленных роботах

По используемым физическим явлениям и эффектам можно выделить следующие виды датчиков, получивших наибольшее распространение в ИС мехатронных устройств: тензорезисторные (для измерения усилий, давлений, моментов, малых перемещений, ускорений и пр.), реостатные (для измерения усилий, давлений, перемещений, линейных и угловых скоростей и ускорений), индуктивные и индуктивно-трансформаторные (для измерения усилий, давлений, линейных перемещений), индукционные (для измерения линейных и угловых скоростей), пьезоэлектрические (для измерения вибраций, динамических усилий, давлений), емкостные (для измерения линейных и угловых перемещений, давлений, состава вещества), магнитоупругие (для измерения усилий, давлений, моментов), фотоэлектрические (для измерения линейных и угловых перемещений, линейных и угловых скоростей, положения объектов, линейных размеров и пр.).

Для измерения угловых перемещений чаще всего применяются потенциометрические датчики, преобразующие угол поворота в напряжение. Точность прецизионных потенциометров может достигать 0,01-0,05 %, разрешающая способность – 0,05-0,01 %. С повышением разрешающей способности потенциометра, как правило увеличиваются его габариты, которые для большинства прецизионных потенциометров колеблются в следующих пределах: диаметр 60-150 мм, высота 50-90 мм. Малые габариты и очень высокую разрешающую способность имеют многооборотные спиральные потенциометры.

Основные недостатки потенциометрических датчиков заключаются в износе проволоки и щётки, ограниченной разрешающей способности и низкой чувствительности по напряжению. От этих недостатков свободны трансформаторные преобразователи угловых перемещений. Наибольшее распространение имеют вращающиеся трансформаторы и сельсины, позволяющие получать напряжения переменного тока, пропорциональные тригонометрическим функциям угла поворота или самому углу. Следует отметить, что однозначная зависимость выходного напряжения у них в функции угла поворота ограничена интервалом 0- π . Недостатком трансформаторных преобразователей является сравнительно низкая точность воспроизведения функции угла поворота, не превышающая в большинстве случаев 0,1-0,2%.

Для измерения линейных перемещений можно использовать как потенциометрические, так и индуктивные датчики. Использование индуктивных датчиков для непосредственного измерения перемещения возможно только при движении подвижного звена в пределах 80-100мм. Для повышения точности измерения обычно применяют датчики дифференциального типа с двумя катушками. Основным недостатком этих датчиков заключается в нелинейности их характеристик, что и затрудняет их использование для измерения значительных перемещений. для измерения линейных и угловых перемещений можно использовать счётные датчики, т.е. датчики, у которых выходная величина представляется числом импульсов. В тех случаях, когда требуется различать направление измерения измеряемой величины, применяют двухфазную систему воспринимающих элементов.

Наиболее распространённым датчиком измерения перемещений является энкодер. Энкодер – это устройство, преобразующее линейное

или угловое перемещение в последовательность сигналов, позволяющих определить величину перемещения. Можно выделить угловые и линейные энкодеры. Угловой энкодер устройство, преобразующее угол поворота вращающегося вала в электрические сигналы, позволяющие определить этот угол. Линейные энкодеры преобразуют в электрические сигналы линейное перемещение.

Энкодеры можно разделить на два типа:

- абсолютные, позволяющие получить абсолютное значение угла поворота (например, переменный резистор);
- инкрементные, позволяющие определить угол поворота в ту или иную сторону относительно некоторого неизвестного начального положения.

Для определения абсолютного перемещения в мехатронных системах с инкрементными энкодерами применяют дополнительные датчики положения.

Большинство используемых энкодеров являются инкрементными. По принципу действия энкодеры подразделяются на:

- энкодеры с щеточными контактами;
- резисторные энкодеры (потенциометры);
- оптические энкодеры;
- магнитные энкодеры (на основе датчиков Холла);
- индуктивные энкодеры;
- емкостные энкодеры.

Широко распространены оптические инкрементные энкодеры на основе оптопар (фотоэлементов), (рис. 2.40).

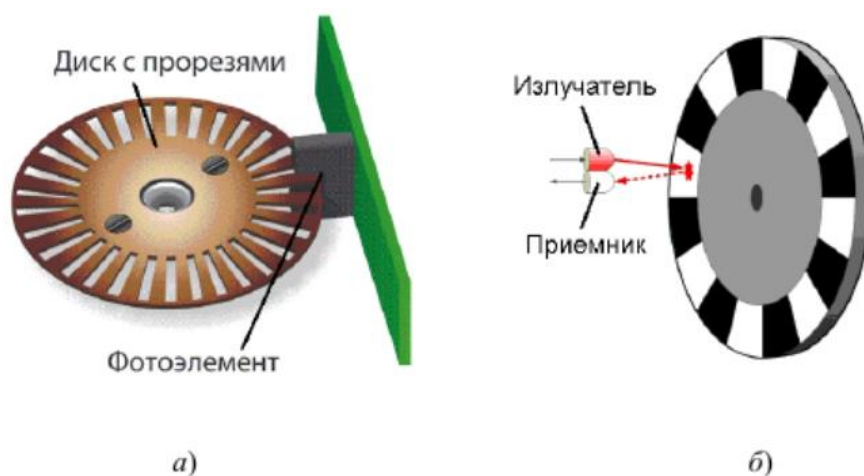


Рис. 2.40 Схемы фотоэлектрических инкрементных датчиков: а - «на просвет», б - «на отражение»

Такие энкодеры работают по двум принципам: «на просвет» и «на отражение». В первом случае луч от источника света, направленный на фотоэлемент, периодически прерывается диском со специальными прорезями (или прозрачным диском с непрозрачными штрихами), вращающимся на валу, во втором – источник и приемник света находятся по одну сторону непрозрачного диска с областями с разной отражающей способностью. В обоих случаях фотоприемник фиксирует переход от одной области к другой и энкодер генерирует импульс, инкрементирующий «счетчик положения». На рис. 2.40 представлен самый простой вариант реализации энкодера – одиночный. Он имеет только один фотоэлемент (одну оптопару). К недостаткам такого энкодера относятся ошибки при подсчете импульсов на границах из-за возможных ложных срабатываний и невозможность определения направления вращения. В сдвоенном (квадратурном) энкодере используются две оптопары, выходные сигналы которых сдвинуты по фазе на 90° . Это позволяет определять направление вращения и распознать ложные срабатывания. Электрические сигналы таких преобразователей перемещения называют фазами А и В. К этим двум фазам добавляют третью фазу (R или Z), сигнализирующую о некотором фиксированном начальном положении вала. Примером квадратурных энкодеров могут служить датчики типа E30S, ЛИР-112. Выходной сигнал квадратурных энкодеров может быть как синусоидальным, так и прямоугольным. В любом варианте реализации фазы сигналов сдвинуты на 90° .

Поскольку все современные приводы мехатронных модулей имеют кварцевый генератор импульсов постоянной длительности с помощью энкодера достаточно легко получить информацию о скорости движения объекта перемещения простым вычислением количества импульсов в единицу времени, а также ускорения движения определением изменения количества импульсов за заданный промежуток времени.

Наряду с измерением угловых и линейных перемещений часто необходимо иметь информацию о различного рода деформациях и механических напряжениях. Для измерения относительных деформаций в пределах 0,005-1,5 % обычно используются проволочные тензометры на бумажной основе, а также фольговые и плёночные тензосопротивления. Тензосопротивления практически безинерционны и могут применяться в диапазоне частот от 0 до 100 кГц. Рядом преимуществ

перед подобными тензосопротивлениями обладают полупроводниковые тензодатчики: очень малые размеры (до 1 мм), высокая тензочувствительность (на 2 порядка выше, чем у проволочных тензометров), высокий уровень выходного сигнала. Полупроводниковые тензосопротивления могут иметь как положительный, так и отрицательный коэффициент тензочувствительности, т.е. при деформации их сопротивление может увеличиваться и уменьшаться. К их недостаткам следует отнести изменение коэффициента тензочувствительности в зависимости от уровня деформации, температуры, удельного сопротивления материала.

Поскольку ИС мехатронного устройства предназначена для получения и обработки информации о состоянии как самого мехатронного устройства, так и внешней среды, в состав ИС входят датчики внутренней и внешней информации.

Датчики внутренней информации служат для измерения величин, характеризующих внутреннее состояние МС, т.е. для определения положений и скоростей перемещения исполнительных органов, усилий в их звеньях, а также параметров внутренней среды, обеспечивающей нормальное функционирование устройства. Датчики внешней информации предназначены для контроля наличия, формы, положения и ориентации в пространстве объектов манипулирования, свойств внешней среды и параметров возмущений, влияющих на функционирование МС в этой среде.

По способности воспринимать информацию на различных расстояниях от ее источника средства очувствления могут быть условно разделены на бесконтактные и контактные.

Бесконтактные средства очувствления, оперирующие с геометрическими характеристиками объектов внешней среды, включают два класса устройств: системы технического зрения и локационные системы очувствления.

Средства очувствления контактного действия, которые измеряют действующие на манипулятор силы и моменты, а также фиксируют координаты точек их приложения, представлены системами силомоментного и тактильного очувствления. Создание силомоментных систем вызвано необходимостью измерения сил и моментов в процессе взаимодействия схвата или инструмента с объектом манипулирования при выполнении, например, механической обработки, абразивной зачистки

и шлифовки изделий. Применение силомоментных систем очувствления позволяет автоматизировать указанные технологические операции при минимуме затрат на разработку и создание дополнительного оборудования, например, конвейеров и позиционеров, обеспечивающих высокую точность начальной установки собираемых деталей. Эти же системы очувствления могут быть с успехом использованы также и для решения многих манипуляционных задач, особенно при работе с жесткими деталями, когда незначительные погрешности позиционирования могут вызвать большие усилия, которые трудно проконтролировать другими средствами.

Силомоментные системы очувствления состоят из датчика и устройства предварительной обработки информации. В общем случае они обеспечивают измерение трех проекций силы и трех проекций векторов моментов, возникающих при взаимодействии схвата или инструмента с обрабатываемой деталью. Датчики силомоментного очувствления размещают либо непосредственно на губках схвата, либо между последним звеном манипулятора и схватом.

Бесконтактные средства очувствления. Системы технического зрения (СТЗ) представляющие собой бесконтактный тип систем очувствления, находят широкое применение в промышленном производстве на операциях распознавания и сортировки деталей, разборки деталей из навала, для измерения координат движущихся деталей, подлежащих захватыванию, определения положения характерных точек в ориентации деталей на сборочных участках, контроля качества обработки или покрытия поверхностей деталей и т. п. Локационные системы очувствления используют для измерения координат изделия в тех случаях, когда применение СТЗ нецелесообразно или невозможно. Посредством локационных датчиков обеспечивается измерение таких параметров, как расстояние до объектов, скорость движения, размеры объектов, обнаружение препятствий, а также исследование механических, электрофизических, акустических и других параметров объектов. В качестве дополнительных параметров измерения могут выступать зазоры, перекосы, проскальзывания наличие внутренних дефектов, толщина материала или покрытия, площадь, ориентация и другие. Локационные системы также применяют для простейшего распознавания деталей, имеющих различную отражательную способность, в качестве датчиков безопасности для предотвращения столкновения подвижных

частей манипулятора с предметами и людьми, случайно оказавшимися в зоне обслуживания. Установка локационных датчиков на схвате манипулятора может обеспечить, например, возможность точного слежения сварочной головки за траекторией шва, а также позволяет захватывать и устанавливать изделия на подвесном или ленточном конвейерах.

Ультразвуковые локационные системы в основном они используются для определения местоположения мобильных роботов и обеспечения безопасности движения тележек внутрицехового транспорта. Работа таких систем основана на способности упругих волн высокой частоты (выше 20 кГц) распространяться в жидких, газообразных и твердых средах и отражаться от неоднородностей или границ раздела этих сред. Наиболее часто используются эхометод и метод, использующий эффект Доплера.

Эхометод основан на излучении в среду коротких акустических импульсов и приеме эхосигналов от неоднородностей среды или находящихся в ней предметов. Этот метод используется для обнаружения предметов, измерения расстояний и перемещений, его также используют в ультразвуковых системах технического зрения (например, медицинская аппаратура для ультразвукового исследования, которая позволяет видеть на экране монитора состояние внутренних органов человека). Создаваемые излучателем короткие импульсы (длительностью около 1 мс), промодулированные ультразвуковой частотой (40 кГц), посылаются в направлении исследуемого объекта. Отраженные импульсы улавливаются приемником ультразвуковых сигналов, и после преобразования в электрический сигнал и усиления обрабатываются процессором. Процессор выделяет полезный сигнал среди помех и вычисляет расстояние L до исследуемого объекта в соответствии с формулой $L=(V \cdot t)/2$, где V – скорость распространения звуковой волны в данной среде; t – промежуток времени, прошедший между моментом появления переднего фронта излучаемого импульса и моментом прихода переднего фронта отраженного импульса на приемник.

В качестве излучателя и приемника обычно используется керамический пьезоэлектрический или магнитострикционный преобразователь. Чаще всего это один и тот же элемент (т. к. пьезоэлектрический и магнитострикционный эффекты являются обратимыми), поочередно подключаемый быстродействующим коммутатором в промежутках

между импульсами то к каналу излучения, то к измерительному каналу. В качестве пьезоэлектрических ультразвуковых преобразователей часто используются пластины пьезокерамики ЦТС-19.

Локационные системы, использующие эффект Доплера, помимо расстояния позволяют определять также составляющую скорости V_0 перемещения объекта, направленную вдоль оси излучатель-объект. Напомним, что эффект Доплера заключается в изменении частоты звуковых (или электромагнитных) волн, регистрируемых приемником, в зависимости и от направления и величины взаимного перемещения объекта и приемника. При их сближении наблюдается увеличение частоты, при удалении друг от друга – уменьшение.

Акустические локационные системы обеспечивают измерение расстояний и скоростей перемещения объектов в воздухе и в воде. Такие системы используются, например, автоинспекторами для фиксации превышения скорости автомобилей, рыбопромысловыми судами для нахождения косяков рыб, подводными лодками для определения удаления, скорости и направления движения подводных объектов.

Наряду с ультразвуковыми используются и оптические локационные системы, однако из-за высокой скорости распространения оптического излучения, описанные выше методы используются главным образом для определения расстояний, превышающих несколько метров.

Контактные средства очувствления. Для установления факта касания детали губками схвата или другими частями манипулятора служат контактные датчики тактильного типа. Они расположены на внутренних и внешних поверхностях схвата и в тех местах звеньев манипулятора, которые могут войти в соприкосновение с объектами окружающей среды. Кроме регистрации самого факта соприкосновения они могут измерять величину контактного давления и определять наличие проскальзывания между соприкасающимися частями схвата и объекта. Информация о проскальзывании необходима для управления силой сжатия схвата и поддержания ее на таком минимальном уровне, при котором объект еще надежно зажат и в то же время сила сжатия недостаточна для его разрушения. На рис. 2.41 представлен вихретоковый датчик проскальзывания. Здесь обозначено: 1 – палец схвата, 2 – металлический пустотелый обрезиненный валик, 3 – постоянный магнит, 4 – катушка с проводом. При проскальзывании зажатой пальцами

схвата детали металлический цилиндр проворачивается. Наводимые в нем вихревые токи ослабляют магнитный поток, воздействующий на катушку с проводом, в результате чего в ней наводится ЭДС. Вихретоковый датчик может давать сигнал не только о проскальзывании, но также о приближении стальной детали к пальцам схвата и о касании детали пальцами. Такой датчик отличается простотой конструкции, безынерционностью, способностью работать в условиях цеховой загрязненности и агрессивных сред, высокой механической прочностью чувствительного элемента и возможностью использования длинных кабельных линий связи с вторичной аппаратурой.

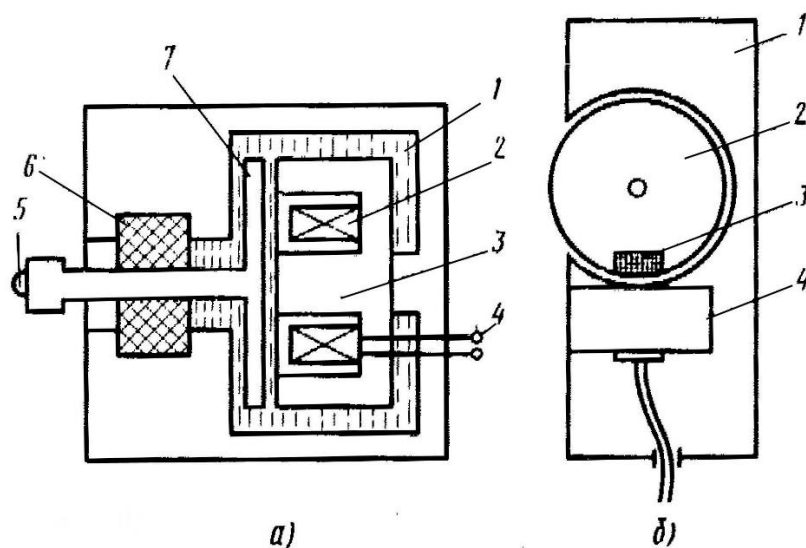


Рис. 2.41 Вихретоковый датчик проскальзывания

Преобразование сил, возникающих при физическом контакте схвата с объектом, в электрический сигнал может осуществляться силовомоментами датчиками двумя путями. Первый из них заключается в непосредственном измерении упругих деформаций чувствительных элементов датчиков. Наиболее часто для этого применяют тензорезисторные, пьезоэлектрические и магнитоупругие датчики. Второй способ заключается в измерении перемещений калиброванных пружин датчика, деформируемых под действием измеряемой величины в процессе контакта схвата с объектом. При этом используют емкостные и электромагнитные (главным образом индуктивные) датчики. Измерение упругих деформаций с помощью тензорезисторных датчиков — наиболее распространенный метод. Полупроводниковые и металлические тензорезисторы имеют широкую номенклатуру, что позволяет ис-

пользовать их в тактильных и силомоментных датчиках. В основе работы тензорезисторов лежит явление тензоэффекта, заключающееся в изменении активного сопротивления проводников при их механической деформации. В известной формуле для величины сопротивления проводника $R=(\rho \cdot l)/S$, где ρ – удельное электрическое сопротивление материала, S – площадь поперечного сечения при возникновении механических деформаций могут изменяться все три параметра (ρ , l и S). Тензорезисторы представляют собой решетку из проволоки или фольги (рис. 2.42), наклеенную на специальную подложку, которая, в свою очередь наклеивается на упругий элемент, деформации в котором исследуются. Тензорезисторы имеют простую конструкцию, легко монтируются на упругих элементах тактильных или силомоментных датчиков.

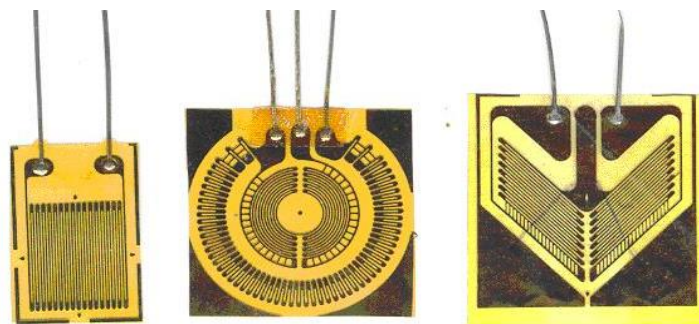


Рис. 2.42 Виды тензорезисторов

Одна из наиболее распространенных и давно применяемых конструкций упругого элемента трехкомпонентного тензорезистивного датчика – крестообразный упругий элемент (рис. 2.43).

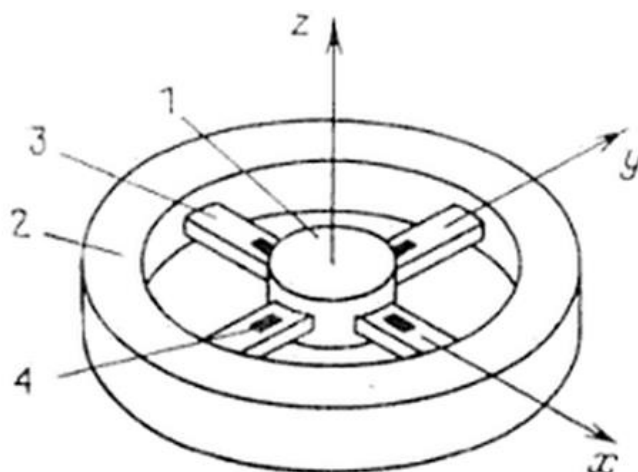


Рис. 2.43 Крестообразный упругий элемент

Два жестких фланца, внутренний 1 и внешний 2, соединены посредством четырех упругих балок 3. Четыре пары тензорезисторов 4, наклеенных на противоположные грани каждой балки, включены в четыре полумоста. Такой датчик чувствителен к осевому усилию F_z и двум боковым моментам M_x и M_y , действующим в плоскости датчика.

Внешний вид тензодатчика представлен на рис. 2.44.



Рис. 2.44. Внешний вид тензодатчика

Датчик оснащен 4 тензорезисторами, включенными по мостовой схеме. Максимальное измеряемое усилия 20 кН, класс точности 0,5, рабочая температура: $-10... +70$ °С, перегрузочная способность 1000%. Основным недостатком тензорезистивных датчиков является низкая чувствительность. Тензочувствительные элементы выполняются также на основе легированного кремния. Чувствительность полупроводниковых тензодатчиков гораздо выше, чем проволочных или фольговых, однако они обладают меньшей температурной стабильностью.

Для непосредственного измерения упругих деформаций могут быть использованы также пьезоэлектрические датчики, действие которых основано на измерении заряда, пропорционального внутренним механическим напряжениям растяжения-сжатия или сдвига, вызванными измеряемым усилием. Типичные датчики усилия представляют собой кварцевые или пьезокерамические шайбы, установленные в цилиндрическом корпусе. Силораспределительный элемент обеспечивает равномерное распределение измеряемой нагрузки по площади хрупких кварцевых или керамических шайб, что предохраняет их от возможного растрескивания и позволяет увеличить диапазон измеряемых усилий. При приложении (или снятии) механического усилия на плоских поверхностях шайб образуются электростатические заряды. Кварцевые датчики, хотя и менее чувствительны, чем пьезокерамические, обладают высокой стабильностью свойств.

Пьезоэлектрический акселерометр ВТК1 фирмы «Пьезо» (рис. 2.45) обладает следующими параметрами (табл. 2.4).

Таблица 2.4. Основные параметры датчика ВТК 1

Диапазон измерения виброускорений, мс^{-2}	0.5 ... 1400
Диапазон частот, Гц	5 ... 30000
Максимальное значение неразрушающего удара, g	
Диапазон рабочих температур, °C	- 60+ 250
Дополнительная погрешность, вызванная изменением температуры окружающей среды %/°C, не более	0,1
Емкость датчика, пФ	
Сопротивление изоляции при 20°C, Ом	10^{13}
Габаритные размеры, мм	Ø22 x 27
Масса датчика (без кабеля), г	
Пьезоэлектрический материал	тип 850, АРС



Рис. 2.45 Вид пьезоэлектрического акселерометра ВТК1

Достоинствами пьезодатчиков являются простота конструкции, малые размеры, надежность в работе, прекрасные динамические свойства, способность работать при высоких температурах (до 250°C). Погрешность пьезоэлектрических датчиков – до 1 %. К тому же пьезоэлектрические датчики являются генераторными, т. е. к ним подводить питающее напряжение. Однако заряды на чувствительных элементах пьезоэлектрического датчика образуются только при изменении измеряемого усилия. Если это усилие некоторое время остается постоянным, заряды достаточно быстро стекают даже через большое сопротивление изоляции. Это является основным недостатком пьезоэлектрических датчиков. Поэтому их целесообразно использовать в тактильных системах, которые регистрируют факт наличия касания и мгновенное значение контактной силы, а также для измерения динамических усилий и вибраций. Работа магнитоупругих датчиков основана на эффекте магнитоупругости, заключающемся в изменении магнитной проницаемости ферромагнитного материала под действием механических напряжений. На рис. 2.46 схематически показан наиболее распространенный вариант конструкции магнитоупругого датчика - магнитоанизотропный датчик.

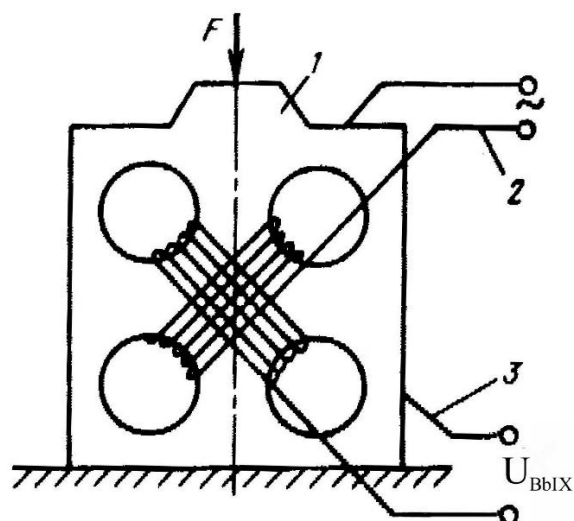


Рис. 2.46. Магнитоанизотропный датчик

В магнитопроводе из ферромагнитного материала, обладающего достаточной магнитоупругой чувствительностью, имеются 4 сквозных отверстия, через которые намотаны первичная обмотка 2, питаемая переменным током повышенной частоты, и вторичная (измерительная) обмотка 3. Плоскости обмоток образуют между собой угол 90° , а с направлением измеряемого усилия F – угол 45° . При отсутствии измеряемого усилия вектор магнитного потока, создаваемого первичной обмоткой, перпендикулярен плоскости витков вторичной обмотки, силовые линии этого потока не пересекают витков обмотки 3, поэтому наводимая в ней ЭДС равна нулю. При приложении измеряемого усилия F (показано стрелкой) в материале магнитопровода возникают механические напряжения, направленные вдоль вертикальной оси. Это вызывает появление магнитной анизотропии (т. е. различных магнитных свойств материала вдоль направления действия измеряемого усилия и поперек него: например, в вертикальном направлении магнитное сопротивление магнитопровода немного возрастает). Магнитный поток Φ стремится замкнуться по пути с меньшим магнитным сопротивлением, благодаря чему вектор Φ слегка поворачивается по часовой стрелке, и часть силовых линий начинает пересекать витки вторичной обмотки. Это приводит к появлению в ней ЭДС e_2 , пропорциональной измеряемому усилию.

В емкостных, электромагнитных (гл. образом индуктивных) и оптических датчиках часто используется предварительное преобразо-

вание измеряемой величины в перемещение калиброванной пружины. Емкостные датчики используют зависимость емкости конденсатора от изменения его параметров под действием измеряемой величины. В качестве емкостного преобразователя широко используют плоский конденсатор, емкость которого описывается известной формулой $C = \epsilon_0 \epsilon S / \delta$,

где ϵ_0 – диэлектрическая постоянная вакуума ($8,85 \cdot 10^{-12}$ Ф/м), ϵ – относительная диэлектрическая проницаемость среды между обкладками конденсатора, S – площадь обкладки, δ – расстояние между обкладками. Измеряемая неэлектрическая величина может быть функционально связана с любым из этих параметров. Внешний вид емкостного датчика перемещения показан на рис. 2.47.



Рис. 2.47 Вид емкостного датчика перемещения

Потребность во все более легких и простых конструктивных решениях вызвала появление интегрированных узлов, например, подшипников со встроенными датчиками для регистрации количества оборотов, частоты вращения, направления вращения, относительного положения, величины ускорения. Такие подшипники (рис. 2.48) являются мехатронными компонентами машин, созданными на грани инженерных исследований в области датчиков и подшипников. Корпус датчика, сенсорное кольцо и подшипник механически соединены друг с другом и формируют единый, готовый к установке узел. Подшипники со встроенным датчиком SKF специально предназначены для работы в качестве шаговых шифраторов, дающих информацию для управления работой двигателей различных механизмов.

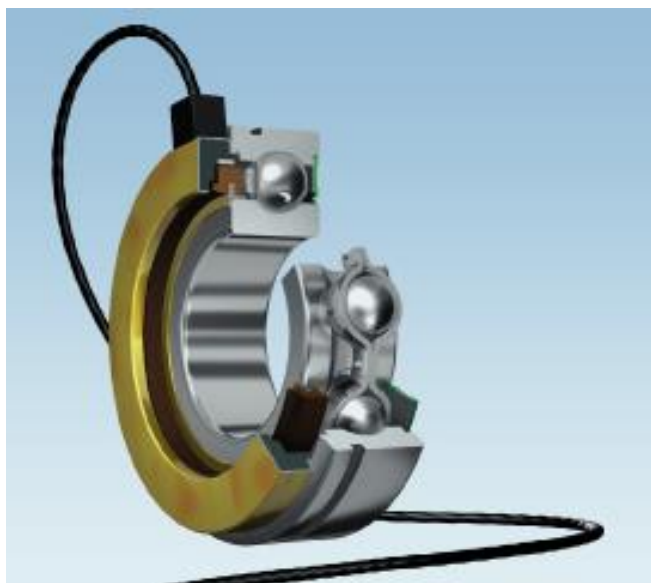


Рис. 2.48 Пример конструкции подшипника со встроенными датчиками

2.5. Устройства фиксации подвижных частей в мехатронных модулях и робототехнических системах

В состав компонентов мехатронных модулей и робототехнических систем достаточно часто включаются устройства фиксации подвижных частей: рабочих органов мехатронных модулей, например, поворотных столов металлообрабатывающих станков, звеньев исполнительных устройств роботов и манипуляторов. Устройства фиксации служат для обеспечения стабильного положения фиксируемого объекта перемещения в неподвижном положении при действии статических нагрузок и (или) внешних сил (моментов сил), а также для исключения потребления энергии исполнительным двигателем привода в указанном положении. К числу таких устройств относятся электромагнитные тормоза, гидравлические зажимные и позиционирующие устройства и фиксирующие устройства с использованием электромагнитов. Следует отметить, что электромагнитные тормоза могут быть встроены в конструкцию двигателя модуля или привода звена робота.

Электромагнитные тормоза или электромагнитные тормозные устройства часто используются не только для обеспечения стабильного положения фиксируемого объекта перемещения в неподвижном положении, но и для его замедления или остановки. Однако, при таком

использовании тормозного устройства невозможно обеспечить высокую точность остановки перемещаемого объекта вследствие нестабильности и, во многом неопределенности величины возникающей силы трения. Поэтому при мехатронном подходе к построению модулей и приводов роботов необходимо не использовать торможение движения рабочего органа тормозным устройством, а использовать его только в качестве удерживающего устройства.

Существует 2 основных типа удерживающих тормозов. Первый - это тормоза с пружинным приводом. Второй - тормоза с постоянными магнитами.

Пружинный тип - когда к тормозу не подается электричество, пружина давит на прижимную пластину, сдавливая фрикционный диск между внутренней прижимной пластиной и внешней накладкой. Это усилие зажима за счет трения передается на ступицу, которая установлена на валу.

Тип постоянного магнита – тормоз, удерживающий постоянный магнит, очень похож на стандартный электромагнитный тормоз с приводом. Вместо сжатия фрикционного диска с помощью пружин он использует постоянные магниты для притяжения одностороннего якоря. Когда тормоз включен, постоянные магниты создают магнитные линии потока, которые, в свою очередь, могут притягивать якорь к корпусу тормоза. Чтобы отключить тормоз, на катушку подается питание, которое создает переменное магнитное поле, которое нейтрализует магнитный поток постоянных магнитов.

Оба тормоза с отключением питания считаются включенными, когда к ним не подается питание. Обычно они должны удерживаться или останавливаться самостоятельно в случае отключения питания или при отсутствии питания в цепи машины. Тормоза с постоянными магнитами имеют очень высокий крутящий момент для своих размеров, но также требуют постоянного регулирования тока для компенсации постоянного магнитного поля. Пружинные тормоза не требуют постоянного регулирования тока, они могут использовать простой выпрямитель, но имеют большой диаметр или для увеличения крутящего момента потребуются фрикционные диски, расположенные друг за другом.

Наиболее распространёнными являются дисковые тормозные устройства. Такое устройство позволяет осуществлять удерживать его

в заданном положении длительное время, т.е. система выполняет функции стояночного тормоза. Внешний вид типового дискового тормозного устройства представлен на рис. 2.49.



Рис. 2.49. Внешний вид дискового тормозного устройства

Составными частями электромагнитного (электромеханического) тормоза являются (рис. 2.50):

- электромагнит;
- якорь электромагнита;
- тормозной диск;
- прижимные пружины.

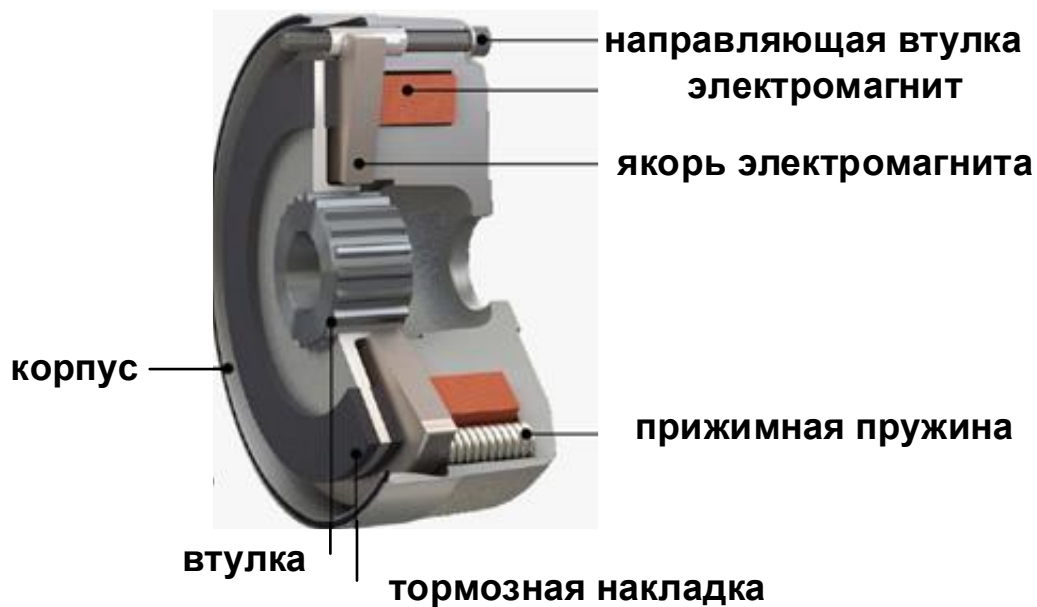


Рис. 2.50 Состав дискового тормозного устройства

Тормозной диск установлен на подвижном валу двигателя и имеет фрикционные тормозные накладки. Электромагнит и якорь крепятся к неподвижному корпусу. Якорь, на который давит прижимная тарельчатая пружина или пружина сжатия, выступает исполнительным элементом системы. При отсутствии питания он прижат к тормозному диску, благодаря чему обеспечивается фиксация вала. При подаче питания якорь притягивается электромагнитом, преодолевая воздействие пружины – происходит растормаживание вала.

В электромагните могут использоваться катушки переменного или постоянного тока. Как правило, тип катушек выбирается в зависимости от тока, питающего электродвигатель. Это позволяет отключать тормоз с одновременной подачей напряжения на двигатель.

Для проведения наладки в конструкции электромеханического тормоза имеется устройство, которое воздействует на пружину и регулирует прижимной момент. В свою очередь, тормозной момент будет зависеть от силы прижатия пружины и площади фрикционных накладок на тормозном диске. Различают динамический и статический тормозной момент. Статический момент представляет собой максимально возможное воздействие на тормоз двигателя, которое он может выдержать. Динамический тормозной момент – это величина момента, с которым будет осуществляться торможение двигателя.

Одной из наиболее важных характеристик тормозного устройства является время срабатывания. Время срабатывания и тормозной момент в обязательном порядке учитываются при выборе тормоза. При длительном использовании эффективность работы тормозного устройства может снизиться по причине износа фрикционных накладок. Поэтому, как и любой другой механизм, тормоз электродвигателя требует периодического технического обслуживания и наладки.

На электромагнитные тормоза с одной поверхностью приходится примерно 80% всех изделий. Многодисковые тормоза используются для обеспечения высокого крутящего момента в пределах небольшого пространства. Электромеханические дисковые тормоза работают с помощью электрического привода, но передают крутящий момент механически. Когда электричество подается на катушку электромагнита, магнитный поток притягивает якорь к торцу тормоза. При этом он сжимает внутренний и внешний фрикционные диски вместе. Ступица обычно устанавливается на вращающемся валу. Корпус тормоза

прочно прикреплен к корпусу конструкции. При сжатии дисков крутящий момент передается от ступицы на корпус, останавливая и удерживая вал.

Когда электричество отключено от тормоза, якорь может свободно вращаться вместе с валом. Пружины удерживают фрикционный диск и якорь подальше друг от друга. Между тормозными поверхностями нет контакта и сопротивление минимальное. На рис. 2.51 представлен вид многодискового тормоза.

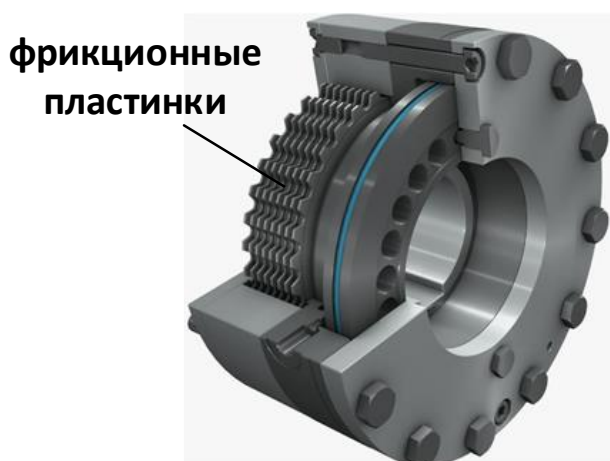


Рис. 2.51 Вид многодискового тормоза

Тормоза с отключением питания останавливают или удерживают нагрузку при случайной потере электроэнергии или преднамеренном отключении. Типичные области применения включают робототехнику, удерживающие тормоза для шариковых винтов оси Z и тормоза серводвигателя. Тормоза доступны в различных напряжениях и могут иметь либо стандартные ступицы с люфтом, либо ступицы с нулевым люфтом.

На рис. 2.52 представлен вариант встраивания тормоза в асинхронный двигатель.

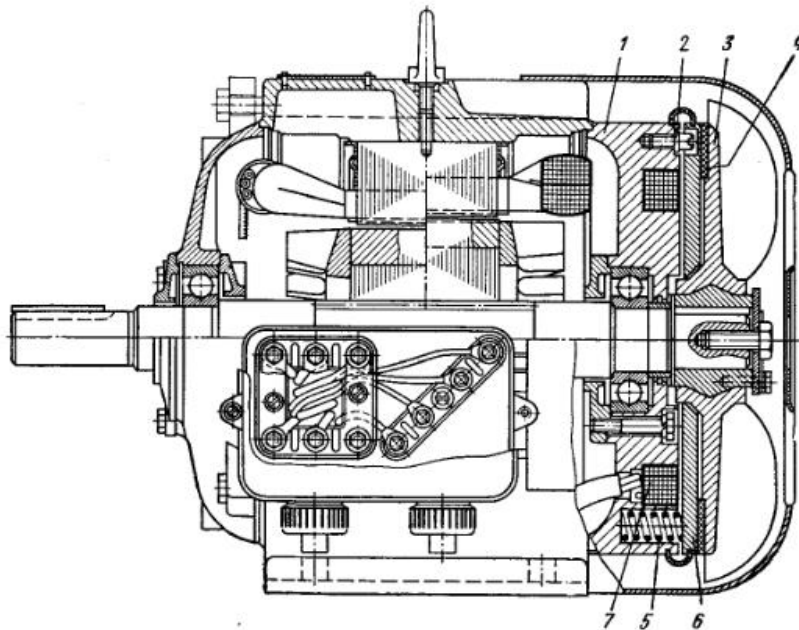


Рис. 2.52 Вариант встраивания тормоза в асинхронный двигатель: 1 – задний щит двигателя; 2 – якорь электромагнита; 3 – вращающийся диск; 4 – фрикционная тормозная накладка; 5 – прижимная пружина сжатия; 6 – подключение якоря к датчику температуры нагрева; 7 – катушка электромагнита

Следует отметить, что достаточно широко распространены гистерезисные тормоза. Блоки электрического гистерезиса имеют чрезвычайно широкий диапазон крутящего момента. Поскольку этими блоками можно управлять дистанционно, они идеально подходят для применения на испытательных стендах, где требуется изменять крутящий момент. В тоже время для использования в качестве удерживающего устройства гистерезисные тормоза применить нельзя.

Для выполнения функции фиксации подвижных устройств могут быть использованы электромагниты. Электромагнит (ЭМ) является наиболее распространенным преобразователем электрического сигнала в механическое движение. ЭМ получили применение в качестве приводных или управляющих устройств в ряде механизмов [6]. По назначению различают электромагниты:

удерживающие, которые служат для фиксации положения ферромагнитных тел (например, электромагниты, предназначенные для подъема предметов из ферромагнитного материала, электромагнитные плиты для фиксации деталей на металлообрабатывающих станках, электромагнитные станки). Эти ЭМ не совершают работы, от них требуется лишь определенная сила, на которую они рассчитываются;

приводные, которые служат для перемещений исполнительных устройств (например, клапанов, золотников, заслонок, железнодорожных стрелок), а также используются в контакторах, электромагнитных муфтах и др. Эти ЭМ совершают определенную работу и поэтому рассчитываются на определенную силу и перемещение;

специальные, которые используются в ускорителях элементарных частиц, медицинской аппаратуре и др.

По роду тока в обмотке различают ЭМ постоянного и переменного токов. ЭМ постоянного тока делят на нейтральные, не реагирующие на полярность управляющего сигнала, и поляризованные, реагирующие на полярность сигнала (когда на якорь действуют два независимых друг от друга потока).

По конструктивному исполнению различают следующие типы ЭМ.

Клапанные – с внешним притягивающим якорем (рис. 2.53, а...г), при этом магнитные системы могут иметь различную форму:

П-образный магнитопровод и сердечник круглого сечения;

П-образный магнитопровод и плоский якорь-ярмо;

Ш-образный магнитопровод и сердечник круглого сечения; цилиндрический магнитопровод.

В клапанных ЭМ происходит небольшое перемещение якоря (несколько миллиметров), благодаря чему они развивают большие усилия и имеют высокую чувствительность.

Прямоходовые – с поступательным движением якоря. Используются они, как правило, в виде соленоидов и поэтому часто называются соленоидными ЭМ (рис. 2.53, д, ё). Прямоходовые ЭМ имеют большой ход якоря, меньшие, чем клапанные, размеры и большее быстродействие, однако чувствительность у них меньше.

По своему назначению прямоходовые ЭМ выполняются в двух вариантах:

с неподвижным сердечником – «стопом» (см. рис. 2.53, д, е);

без сердечника со сквозным отверстием по оси катушки – так называемые длинноходовые электромагниты (см. рис. 2.53, е, показан пунктиром).

ЭМ с неподвижным сердечником создает большое усилие, значение которого возрастает по мере приближения якоря к сердечнику.

Длинноходовые системы позволяют получить относительно большой ход якоря (до 200 мм) за счет удлинения катушки.

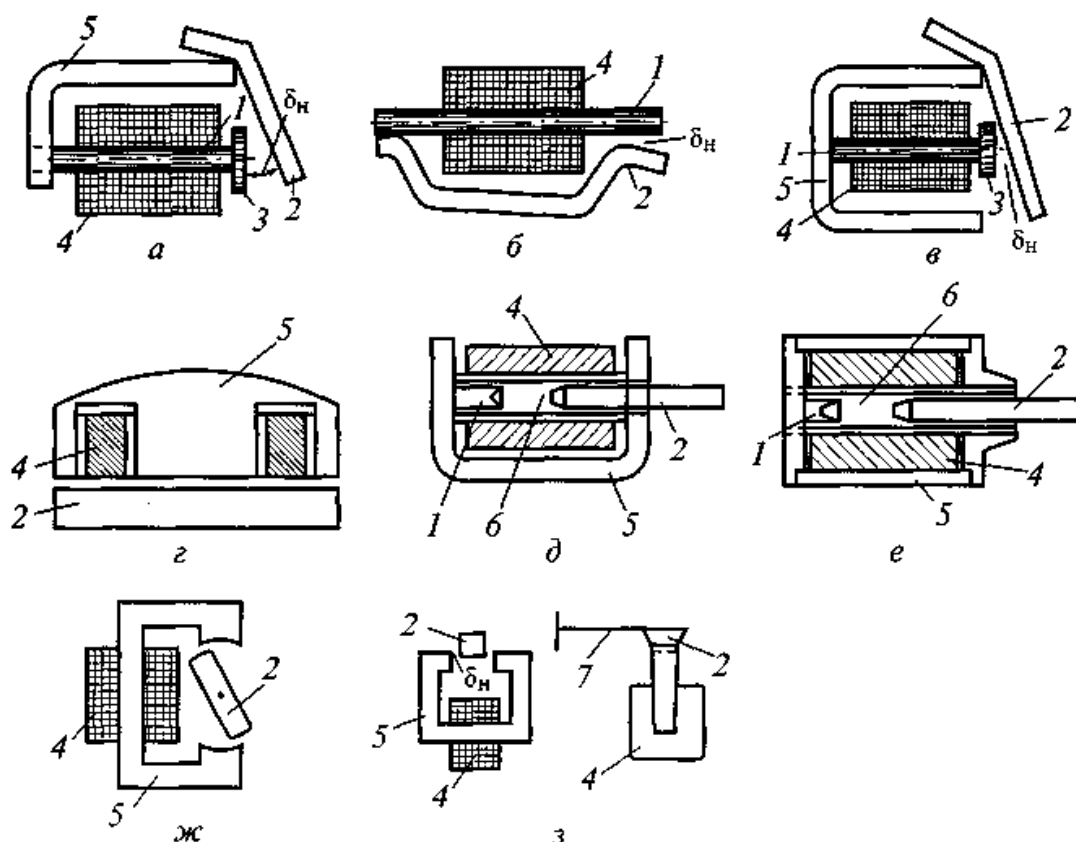


Рис. 2.53 Нейтральные электромагниты различных конструкций: а ... г – клапанные; д, е – прямоходовые; ж, з – с поперечным движением якоря; 1 – сердечник; 2 – якорь; 3 – полюсный наконечник; 4 – катушка; 5 – ярмо; 6 – направляющая трубка; 7 – пружина; б – начальный воздушный зазор

Эти ЭМ применяются в установках, работающих в режиме кратковременной нагрузки, т.е. когда ток, проходящий через катушку, имеет большое значение, но не вызывает ее перегрева.

С поперечным движением – якорь движется в поперечном направлении к средней линии между полюсами. Практическое использование получили следующие формы магнитных систем:

с выступающим якорем (рис. 2.53, ж) – применяется при углах поворота якоря 25...40°;

с вытягиваемым якорем (рис. 2.53, з) – применяют при углах поворота якоря 10... 15°. Позволяют получить тяговую характеристику любой формы (возрастающую, спадающую с любым углом наклона), что обеспечивается соответствующим выбором профиля якоря.

В этих системах якорь подвешивается на пружине, а рабочий угол поворота якоря выбирается таким, чтобы он не занимал крайних положений против полюсов.

Рассмотренные системы с движущимся в поперечном направлении якорем применяются в автоматических регуляторах, когда требуется получить большое значение коэффициента возврата. Кроме того, их удобно использовать в устройствах, работающих на постоянном токе (при переменном токе могут возникнуть вибрации якоря, в то время как зазор между полюсами и якорем должен быть постоянным).

ЭМ состоит из магнитопровода и собственно катушки.

Магнитопровод. В ЭМ постоянного тока магнитопровод выполняется сплошным из полосового или круглого материала – технически чистого железа марок Э, ЭА и ЭАА. Высокочувствительные электромагниты имеют магнитопровод из железоникелевых и железоникелькобальтовых сплавов, это пермаллой марок 79НМ, 79НМА и гайперники марок 50НП, 45Н, 45НП. Широкое применение в магнитопроводах быстродействующих ЭМ нашли легированные кремнием стали марок Э11, Э21 и т.д. Легирование электротехнических сталей кремнием обуславливает значительное повышение электросопротивления. При этом уменьшаются потери энергии на вихревые токи, что позволяет применять сталь в более мощных устройствах, работающих на переменном токе.

Магнитопроводы ЭМ переменного тока выполняют шихтованными, т.е. собирают из пластин, штампуемых из листового материала толщиной 0,3...0,5 мм. Материалами могут быть: горяче- и холоднокатаная электротехническая сталь марок Э11... Э43, Э1100, Э310 и др.

В некоторых случаях магнитопроводы ЭМ постоянного тока также делают шихтованными для устранения вихревых токов, возникающих в процессе включения и выключения. Иногда в целях экономии небольшие ЭМ переменного тока изготавливают из сплошного материала толщиной 2...3 мм.

Катушка. По своей конструкции катушки бывают каркасными и бескаркасными, а по форме – круглого и прямоугольного сечения. Каркасная катушка состоит из каркаса и обмотки. На одном каркасе может быть несколько обмоток, уложенных рядами. Бескаркасная катушка проще каркасной. Отсутствие каркаса позволяет полностью использовать намоточное окно.

Гидравлические зажимные и позиционирующие устройства в основном используются для позиционирования, поддержки, зажима различных заготовок и деталей в мехатронных модулях и устройствах механической обработки от самого простого крепления до автоматизированных (робототехнических) обрабатывающих центров механической обработки, сварки, сборки и т. д. Гидравлические зажимные и позиционирующие устройства могут позиционировать, поддерживать и выполнять функции зажима в многих производственных процессах. Время установки составляет только 5-10% от использования ручных методов. Гидравлические системы предлагают значительное увеличение производительности в процессах механической обработки, штамповки, прессования, сварки и многих других.

Мало того, что процессы изготовления значительно ускорены, но и меньшее количество деталей уходит в брак, результаты более последовательны, потому что каждая следующая деталь помещена, поддержана, и зажата в той же самой манере, как и предыдущая. Также автоматизированный характер гидравлических систем позволяет им быть объединенными с системами безопасности оператора и системой управления обрабатывающего центра (станка).

Гидравлические системы состоят из цилиндров, насосов, клапанов, электронных и других компонентов, для управления и автоматизации процессов обработки на обрабатывающих центрах и станках. Гидравлические цилиндры создают усилия, требуемые для: позиционирования, поддержки и зажима детали на рабочем столе в течение цикла механической обработки. Они доступны в огромном разнообразии стилей и размеров, чтобы выполнять эти три функции. Позиционирующие цилиндры используются, чтобы поместить деталь должным образом на рабочем столе и держать ее в этой позиции в течение механической обработки. Деталь просто помещается в некоторые базовые устройства ввода позиций, и цилиндр подталкивает либо подтягивает ее в место установки каждый раз. Поддерживающие цилиндры автоматически приспособляются к размеру и форме детали. Они помогают поддерживать деталь и предотвращать деформацию. Они также поглощают вибрацию, возникающую при режущих операциях. Эти цилиндры могут быть отключены, и использоваться только когда это необходимо. Зажимные цилиндры используются как традиционные

шпильки и болты для удержания детали на столе станка в течение механической обработки. Наиболее популярный и универсальный – поворотный-зажимной цилиндр. Начальное положение зажима цилиндра находится на 90 градусов по отношению к точке зажима, что позволяет свободно поместить (удалить) деталь на столе. При приложении гидравлического давления, шток цилиндра опускается с поворотом к точке зажима, создавая необходимое усилие для удержания детали. Зажимные цилиндры могут включаться и отключаться по мере необходимости в процессе обработки.

Усилие, реализованное цилиндром, и время, в течение которого цилиндр работает, прежде всего, диктуется размером и типом насоса, подающего гидравлическое масло к нему. Много станков имеют встроенные гидравлические системы, которые могут использоваться, чтобы применять гидравлические позиционирующие и зажимные устройства. Если такой системы нет, то можно использовать отдельный насос. Эти автономные насосы питаются сжатым воздухом или электричеством. Насосы, управляемые воздухом 4-10 бар. Простые и эффективные устройства, с низкой стоимостью. Они подключаются к существующим воздушным магистралям, легко регулируются под указанное давление. Эти насосы чаще применяются в мелкосерийном и среднесерийном производствах. Электрические насосы. Наиболее универсальные устройства и лучше всего подходят для ситуаций, где требуется автоматизация циклов обработки. Электрические насосы и соответствующее средство управления могут быть полностью объединены в средство управления станка, принимая и посылая сигналы в течение цикла механической обработки. Электрические насосы рекомендуются для серийного производства и специальных задач. Они обеспечивают самый высокий уровень выполнения работы, долговечности, совместимости и автоматизации.

Интенсиферы-мультипликаторы применяются, если гидравлическая система станка не имеет достаточного давления и внешний насос использовать не эффективно. Повышают гидравлическое давление к уровню, подходящему для работы цилиндров. Интенсиферы – простые, компактные единицы, которые могут быть интегрированы непосредственно в оснастку, чтобы обеспечить необходимое давление и поток.

Устройства управления гидравлической системы определяют направление потока, величину потока и давление гидравлического масла. Успешная механическая обработка заготовки также зависит от средства управления, обеспечивающего надлежащую операционную последовательность позиционирования, поддержки и зажима. Средство управления экономит время и деньги, автоматизируя последовательность обработки детали.

Гидравлические клапаны являются фундаментальными устройствами управления. Существует много видов клапанов, но любой данный клапан служит, чтобы определить направление потока, его величину, и (или) давление масла в данной гидравлической цепи. Клапаны имеют модульную конфигурацию, которая упрощает сборку системы.

Широкое разнообразие управляющих элементов позволяет создавать различные системы управления для автоматизации процессов механической обработки. Система может иметь компьютерное управление или может быть интегрирована в систему управления мехатронным модулем и станком.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите достоинства и недостатки электрических машин постоянного тока.
2. Назовите основные детали и узлы машины постоянного тока.
3. Перечислите способы создания магнитного поля генератора постоянного тока.
3. Что показывает характеристика холостого хода генератора постоянного тока?
4. Назовите условия самовозбуждения генератора постоянного тока.
5. Что показывает внешняя характеристика генератора постоянного тока?
6. Что показывает регулировочная характеристика генератора постоянного тока?
7. Что такое электромагнитный вращающий момент двигателя постоянного тока?
8. Что показывает механическая характеристика двигателя постоянного тока?

9. Какой двигатель постоянного тока обладает мягкой механической характеристикой?
10. Приведите способы пуска двигателя постоянного тока и их отличия.
11. Опишите способы регулировки частоты вращения двигателя постоянного тока.
12. Расскажите о способах изменения направления вращения двигателя постоянного тока.
13. Перечислите основные части машины постоянного тока.
14. Поясните назначение главных полюсов машины постоянного тока.
15. Опишите назначение коллектора машины постоянного тока.
16. Какие виды обмоток якоря машины постоянного тока вы знаете?
17. Изложите особенности простой волновой обмотки.
18. Что представляет собой комбинированная обмотка якоря?
19. Поясните назначение щеткодержателя машины постоянного тока.
20. Чем отличается левоходовая обмотка якоря от правоходовой?
21. Что такое шаг обмотки?
22. Что такое полюсное деление?
23. Как работает шаговый двигатель?
24. Назовите достоинства и недостатки шагового двигателя.
25. Чем отличаются шаговые двигатели с пассивным и активным ротором?
26. Объясните явление магнитного гистерезиса.
27. Как устроен гистерезисный двигатель?
28. Как работает гистерезисный двигатель?
30. Опишите структурную схему вентильного индукторного двигателя и назначение ее отдельных элементов.
31. Опишите особенности конструкции и возможные конструктивные исполнения вентильного индукторного двигателя.
32. Опишите принцип действия вентильного индукторного двигателя.
33. Как работает частотный преобразователь?
34. Как устроен инвертор?

Глава 3. МЕХАНИЗМЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ В МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЯХ

Передача движения от двигателя к выходному звену мехатронного модуля может осуществляться без использования механизмов преобразования движения «прямой привод» или с использованием различных преобразователей движения (передач), структура и конструктивные особенности которых зависят от типа двигателя, вида перемещения выходного звена и их расположения (компоновки).

3.1. Назначение механизмов преобразования движения в мехатронных модулях и их основные технические характеристики

Механизмы преобразования движения (МПД) предназначены для преобразования одного вида движения в другое, согласования скоростей и вращающих моментов двигателя и выходного звена. Для преобразования движения используют винтовые, реечные, цепные, тросовые передачи, а также передачи зубчатым ремнем, мальтийские механизмы и др. Так как электродвигатели в основном высокооборотные, а рабочие скорости выходных звеньев мехатронных модулей сравнительно невелики, то для согласования скоростей используют понижающие передачи (редукторы): зубчатые цилиндрические и конические, червячные, планетарные, волновые и эпициклические. Тип МПД выбирают, исходя из сложности его конструкции, коэффициента полезного действия, люфта в передаче, габаритных размеров и массы, свойств самоторможения, жесткости, удобства компоновки, технологичности, долговечности, стоимости и т. п. Выбор преобразователя движения оказывает существенное влияние на характеристики мехатронного модуля.

Критерием для выбора МПД являются технические требования, предъявляемые к мехатронному модулю, позволяющее выделить из перечня механических передач те, конструкции и параметры которых позволяют обеспечить его выполнение.

Основными требованиями являются:

- обеспечение заданного закона изменения скорости движения или заданного пути перемещения; в подавляющем большинстве модулей необходимо поддерживать постоянную скорость движения;

- высокая чувствительность, т.е. способность осуществлять перемещения на малое расстояние;

3) быстродействие всего привода, которое в значительной мере зависит от инерционных и упругих свойств механизма;

4) жесткость механизма, являющаяся одной из его важнейших характеристик, влияющих на статические и динамические погрешности движения исполнительного звена модуля;

5) отсутствие зазоров, особенно в тех случаях, когда по характеру движения или действию внешней нагрузки имеет место раскрытие этих зазоров.

МПД часто используют для преобразования вращательного движения электродвигателя в прямолинейное движение выходного звена модуля. Наибольшее распространение получили МПД в виде передач винт-гайка, червяк-рейка, зубчатое колесо-рейка.

Если же техническое требование может быть реализовано передачами различных типов, то критерием для выбора оно, очевидно, являться не может. Например, практически все передачи с жесткими звеньями способны обеспечить перемещение рабочего органа с точностью ± 1 мм. Следовательно, подобное техническое требование не может служить основанием для выбора передачи конкретного типа, т. е. не входит в число критериев. С ужесточением технического требования до некоторого предела оно переходит в разряд критериев. Пусть техническим требованием оговаривается точность перемещения рабочего органа $\pm 0,01$ мм. В этом случае оно, безусловно, является критерием, которому удовлетворяет далеко не каждая передача. Критерии подразделяются на общие и специальные. Общими называются критерии, входящие в техническое задание практически любого мехатронного модуля. К ним относятся:

- передаточное отношение МПД;
- коэффициент полезного действия;
- вид движения и скорость (линейная или угловая) рабочего органа;
- максимальные допустимые габариты и масса;
- обусловленные потребителем стоимость изготовления и эксплуатационные расходы.

Специальными называются критерии, обусловленные техническими требованиями, которые связаны с конкретным назначением ММ. К ним относятся:

- допустимая кинематическая погрешность перемещений рабочего органа;
- допустимая величина люфта (для реверсивного движения);
- обеспечение самоторможения;
- прочие критерии (определенная конфигурация, способ крепления и др.). В ряде случаев выбор передачи может быть произведен уже на основании анализа общих критериев.

В табл. 3.1 приведены основные параметры механических передач в одноступенчатом исполнении.

Таблица 3.1 Основные параметры механических передач

Вид передачи	Диапазон передаточного числа	КПД	Диапазон допустимых угловых скоростей
Зубчатая цилиндрическая	1...12,5 (1...6,3)	0,98	150...12 (150...23,8)
Зубчатая коническая	1...5	0,97	150...30
Червячная	8...80 (10...32)	0,95...0,7	18,8...1,88 (15...4,69)
Планетарная схемы 2К-Н	3...9 (4...6)	0,97	50...16,7 (37,5...25)
Волновая	63...400 (80...315)	0,87...0,81	2,38...0,375 (1,88...0,476)
Циклоидальная передача	60... 119	0,9... 0,96	60...18,5

В скобках приведены предпочтительные величины параметров.

Передаточное число или отношение (величина обратная передаточному числу) является один из важнейших параметров передачи. Передаточное число – это отношение скорости перемещения входного звена механизма к скорости перемещения выходного звена механизма независимо от вида и параметров движения. Поскольку входное и выходное звенья совершают движения одновременно передаточное число

будет таким же и для отношения величин перемещения входного и выходного звеньев, а также их ускорений. В тоже время классическое определение передаточного числа – это отношение скоростей.

Для обеспечения большого передаточного числа часто применяют многоступенчатые передачи. Например, передаточное число цилиндрической зубчатой передачи в принципе не ограничено. Однако, начиная уже с $i = 6,3$, целесообразно от одноступенчатой передачи перейти к двухступенчатому редуктору. Конструкция усложняется, но становится компактной и малогабаритной, что благоприятно сказывается на мехатронном модуле в целом. Существенный эффект увеличения передаточного числа дают комбинации из передач различных типов, например, червячной и зубчатой цилиндрической. Червячно-цилиндрический редуктор без особых трудностей может быть выполнен с $u = 315$. Передачи винт-гайка скольжения, шарико-винтовые и реечные, предназначенные для преобразования вращательного движения в поступательное или, наоборот, поступательного во вращательное, характеризуются передаточным отношением, имеющим размерность. Для мехатронного модуля, предназначенного к эксплуатации при больших нагрузках и в напряженном режиме (большая продолжительность включения, высокие скорости рабочего органа), существенным становится такой критерий, как КПД. Помимо того, что от его величины зависят энергозатраты модуля, нужно также принимать во внимание следующее соображение. Низкий КПД характерен для передач, работа которых сопровождается интенсивным относительным скольжением звеньев, например, червячной. Эксплуатация таких передач в тяжелом режиме сопровождается комплексом отрицательных последствий: быстрым абразивным износом контактирующих поверхностей, нагревом, увеличением кинематической погрешности и мертвого хода. Не все передачи способны обеспечить требуемую быстроходность рабочего органа. Трудности при конструировании возникают не только тогда, когда задана высокая скорость выходного звена, но и когда нужно придать ему сверхнизкую, так называемую ползучую скорость. В последнем случае может существовать принципиальная возможность использования, например, многоступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора, но это будет настолько громоздкий механизм, что он не пройдет по критериям габаритов и стоимости изготовления. Смысл последних двух критериев – максимальные допустимые габариты и масса,

стоимость изготовления и эксплуатационные расходы – понятен и пояснений не требует. Оценка по ним требует от конструктора умения сопоставить передачи хотя бы качественно, по принципу «больше – меньше», что, в свою очередь, подразумевает представление о технологии изготовления передач.

3.2. Механизмы преобразования движения в мехатронных модулях вращательного движения

Зубчатые передачи Зубчатая передача - это механизм передающее вращательное движения от одного вала к другому с помощью зубьев. Зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев называется шестернёй, второе колесо с большим числом зубьев называется колесом. Зубчатые передачи подразделяются по целому ряду признаков

1. По виду зацепления:

- внутренним зацеплением (рис. 3.1, *д*);
- с внешним зацеплением (рис. 3.1, *а*);

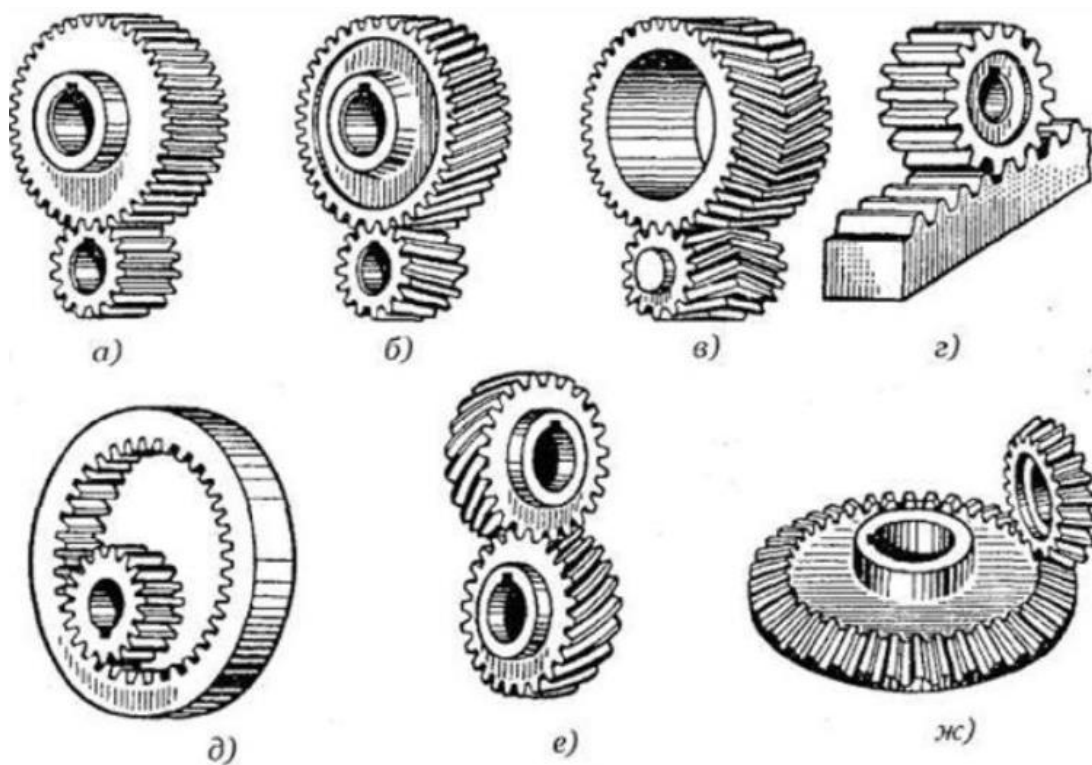


Рис. 3.1 Виды зубчатых передач

1 По взаимному расположению осей колес с параллельными осями:

- цилиндрические (рис. 3.1, *а*);
- шевронные (рис. 3.1, *в*);
- цилиндрические прямозубые (рис. 3.1, *а*);
- цилиндрические косозубые (рис. 3.1, *б*).

Конические зубчатые передачи (рис. 3.1, *ж*) в отличие от цилиндрических имеют пересекающиеся оси входных и выходных валов. Применяются если необходимо изменить направление кинетической передачи. Конические передачи более сложны в изготовлении и монтаже, чем цилиндрические. Они выполняются скрещивающимися осями винтовые (рис. 3.1, *е*) и гипоидные Гипоидная передача вид винтовой зубчатой передачи, со скрещивающимися осями 90° . Данный тип передачи характеризуется повышенной нагрузочной способностью, плавностью хода и бесшумностью работы. По конструктивному оформлению различают открытые передачи, которые не имеют защитного корпуса и работают без смазки или периодически смазываемые консистентными смазками, а также закрытые передачи, установленные в закрытом корпусе и обеспеченные постоянной смазкой из масляной ванны. По окружной скорости: тихоходные для средних скоростей быстроходные реечная передача (служит для преобразования вращательного движения в поступательное) одноступенчатые по числу ступеней передачи характеризуются многоступенчатую хода и бесшумностью работы.

Достоинства зубчатых передач:

- компактность передачи;
- возможность передавать большие мощности при сравнительно малых скоростях (50000 кВт и более) ;
- большие скорости вращения; - постоянство передаточного отношения; - высокий КПД ($\eta = 0,97 \dots 0,99$);
- высокая нагрузочная способность;
- малые нагрузки на валы и их опоры;

Недостатки зубчатых передач:

- шум при больших скоростях;
- высокие требования к точности изготовления; - необходимость в смазке;
- потребность специального оборудования для нарезания зубьев.

Зубчатые передачи отличаются надёжностью и имеют высокий ресурс эксплуатации. Обычно применяются при особо сложных режимах работы, для передачи и преобразования больших мощностей.

Червячная передача – механизм для передачи вращения посредством винта (червяка) и сопряженного с ним червячного колеса оси которых скрещиваются под углом 90°. Ведущим звеном является червяк 1, ведомым – червячное колесо 2 на рис. 3.2.

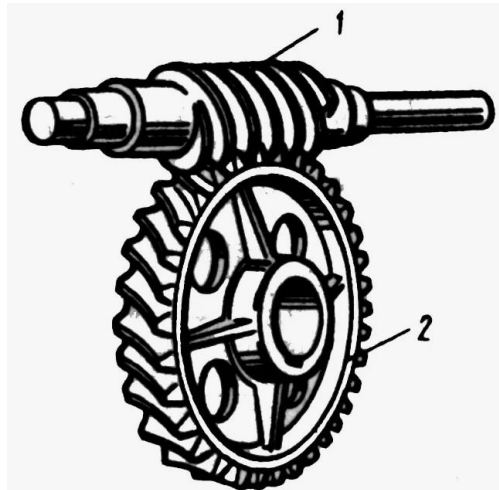


Рис. 3.2 Вид червячной передачи

Классификация червячных передач

По форме профиля витка:

- архимедов червяк – цилиндрический червяк, с профилем витка архимедовой спиралью. Этот червяк подобен винту с трапецеидальной резьбой;

- эвольвентный червяк – цилиндрический червяк, с профилем витка эвольвенты;

- конволютный червяк – это цилиндрический червяк, с торцовым профилем витка.

По количеству захода витка:

- однозаходный червяк – это червяк, с одним заходом витка;

- многозаходный червяк – это червяк, с двумя или тремя заходами витков.

По расположению червяка относительно колеса:

- с верхним расположением червяка; с нижним расположением червяка;

- с боковым расположением червяка.

По направлению линии витка червяка:

- с левым направлением червяка;
- с правым направлением червяка.
- с глобоидным червяком

По форме червяка:

- с цилиндрическим червяком
- с глобоидным червяком

Достоинства червячных передач:

- большие передаточные отношения;
- плавность и бесшумность работы;
- высокая кинематическая точность;
- возможность выполнения самоторможения передачи;
- компактность и сравнительно небольшая масса конструкции передачи.

Недостатки червячных передач:

низкий КПД ($\eta = 0,7 \dots 0,85$);

- высокий износ,
- возможность заедания;
- использование дорогих антифрикционных материалов;
- высокие требования к точности сборки
- сильный нагрев передачи при длительной работе.

Материалы в червячной передаче должны обладать повышенной износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию. Обычно это разнородные материалы. Для снижения износа применяют специальные антифрикционные пары материалов: червяк – сталь, венец червячного колеса – бронза (реже – латунь, чугун) специальные антифрикционные пары материалов: червяк – сталь, венец червячного колеса – бронза (реже – латунь, чугун).

Планетарными зубчатыми передачами называются передачи, имеющие зубчатые колеса с перемещающимися осями. Звенья с неподвижными осями вращения называются основными звеньями, звенья с перемещающимися осями – сателлитами. Существует множество конструктивных схем планетарных передач. При их обозначениях указываются основные звенья: центральные колеса буквой «к», а водило буквой «h». Например, 2k-h обозначает конструктивную схему, содержащую солнечное и коронное колеса и водило, а 3k – конструктивную

схему, содержащую солнечное колесо, неподвижное и подвижное коронные колеса. Зубчатые колеса-сателлиты в обозначениях не указываются.

Рассмотрим самую простую и широко применяемую передачу $2k-h$ (рис. 3.3, а, б).

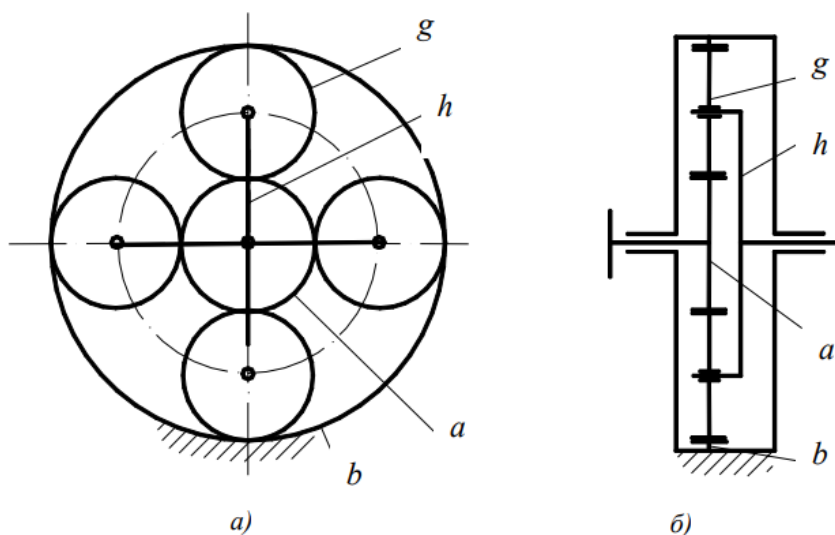


Рис. 3.3 Схема планетарной передачи $2k-h$

Если закрепить коронное колесо b , то движение можно передавать от солнечного колеса a к водилу h или от h к a . Если закрепить солнечное колесо a , то движение можно передавать от коронного колеса b к водилу h или от h к b . как удлиненной или укороченной эвольвентой.

Если же оставить все звенья свободными, то вместо механизма с одной степенью свободы получаем механизм с двумя степенями свободы, то есть дифференциальный механизм. С помощью дифференциального механизма движения двух звеньев можно складывать или движение одного звена можно раскладывать на движения двух других звеньев. Например, можно приводить в движение солнечное и коронное колесо, а на водиле получать движение, являющееся суммой двух исходных движений. Обозначение передаточных отношений планетарных передач включает в себя верхние и нижние индексы, например i_{ah}^b . Верхний индекс обозначает остановленное звено (в данном случае –

коронное колесо), а нижние индексы обозначают направление передачи движения (в данном случае – от солнечного колеса к водилу). Конструкция планетарного редуктора $2k-h$ представлена на рис. 3.4, а, б.

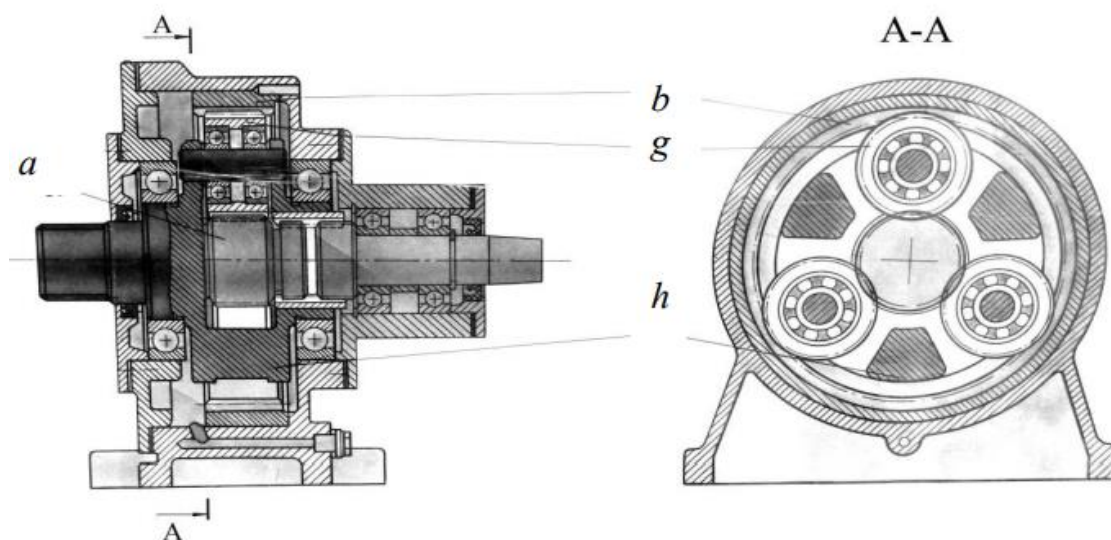


Рис. 3.4 Конструкция планетарного редуктора

Достоинства планетарных передач:

1. Широкие кинематические возможности, поскольку планетарная передача может выполнять функции редуктора с постоянным передаточным отношением (например, при закрепленном коронном колесе), коробки скоростей при последовательном закреплении различных основных звеньев, дифференциального механизма для сложения и вычитания движений.

2. Габаритные размеры и масса редукторов на базе планетарных передач могут быть в 2 – 4 раза меньше габаритных размеров и массы обыкновенных зубчатых редукторов. Уменьшение габаритных размеров и массы объясняется следующими особенностями:

а) многопоточностью – мощность передается от входного звена к выходному несколькими параллельными потоками, число которых равно числу сателлитов (например, при четырех сателлитах нагрузка в зубчатом зацеплении каждого сателлита в среднем в четыре раза меньше, чем в зубчатом сопряжении обыкновенной однопоточной передачи, что позволяет уменьшить диаметры солнечного колеса и сателлитов);

б) конструктивная схема планетарной передачи представляет собой симметричную конструкцию и вследствие этой симметричности составляющие нагрузки в зубчатых зацеплениях взаимно уравновешиваются и практически не передаются на подшипники основных звеньев, поэтому эти подшипники могут выполняться малых типоразмеров;

Уменьшение габаритов планетарных передач также объясняется тем, что в них применяется внутреннее зацепление зубчатых передач, которые обладают повышенной несущей способностью в сравнении с передачами наружного зацепления, которые применяются в не планетарных передачах

2. Планетарные передачи обладают большими кинематическими возможностями. Есть схемы планетарных передач, в которых реализуются большие передаточные отношения. Однако они обладают низким КПД. Поэтому надо квалифицированно выбирать схему планетарной передачи, чтобы избежать выбора схемы передачи с низким КПД.

3. Важным свойством планетарных передач является их способность осуществлять сложение и разложение движений, а также менять передаточное отношение передачи путем затормаживания того или другого зубчатого колеса. Недостатки планетарных передач состоят в том, что они требуют повышенной точности при изготовлении, имеют большое число деталей и сложнее в сборке.

Следует отметить, что преимущество по габаритным размерам и массе планетарных передач проявляется лишь в том случае, когда при работе передачи достаточно равномерно распределены по сателлитам все потоки мощности, а это требует высокой точности изготовления деталей и сборки передачи.

Принцип работы волновых передач основан на преобразовании движения за счет волновой деформации одного из звеньев. Волновая передача стаканного типа состоит из коронного жесткого колеса b с внутренними зубьями, гибкого колеса a с наружными зубьями, водила h с катками. Модуль зубьев на жестком и гибком колесах одинаков, а числа зубьев различны. Число зубьев на гибком колесе меньше числа зубьев на жестком колесе на два зуба. Поэтому до сборки передачи гибкое колесо имеет цилиндрическую форму с делительным диаметром, меньшим, чем делительный диаметр коронного колеса. После ввода

водила с катками внутрь гибкого колеса гибкое колесо получает эллиптическую форму. Причем большая ось эллипса соответствует положению водила и приводит к появлению двух зон контактов под катками. В направлении меньшей оси образуется радиальный зазор между зубчатыми венцами.

На рис. 3.5, а, б показана схема волновой передачи стаканного типа с генератором волн в виде водила h с катками, гибким колесом a и с коронным колесом b .

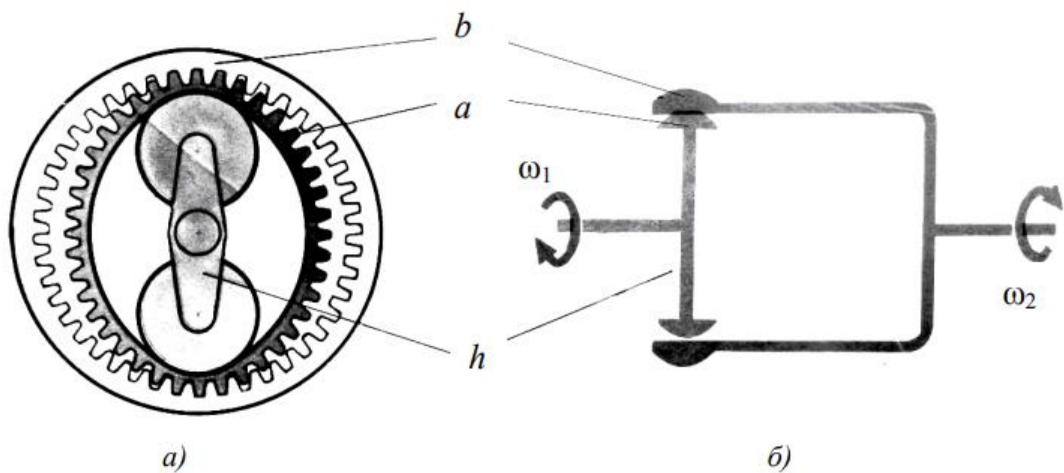


Рис. 3.5 Схема волновой передачи стаканного типа

На рис. 3.6, а, б показана конструкция волновой передачи с генератором волн в виде гибкого подшипника, напрессованного на овальный кулачок.

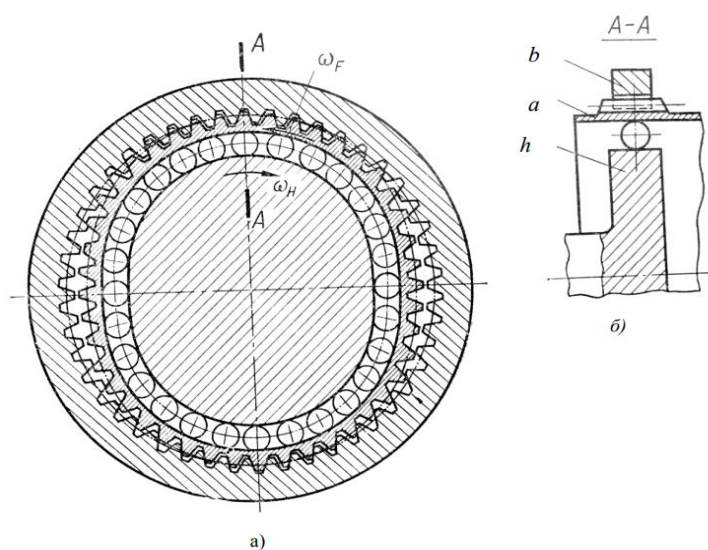


Рис. 3.6 Конструкция волновой передачи с генератором волн в виде гибкого подшипника

В последнее время активно исследуются и развиваются механизмы преобразования движения, в которых используется не зубчатое зацепление, а новый тип зацепления с помощью периодических дорожек качения и промежуточных тел качения: шариков или роликов, которые находятся в постоянном контакте с соответствующими поверхностями зацепляющихся звеньев, что позволяет реализовать многопарное зацепление. Это механизмы, в которых ролики или шарики не просто заменяют зубья зубчатого колеса, а, имея несколько степеней свободы, образуют механизмы принципиально новой конструкции, обладающие новыми функциями и параметрами. Чаще всего такие механизмы рассматривают как волновые передачи с промежуточными телами качения (ВП ПТК), в которых роль гибкого колеса играет цепочка тел качения (промежуточных звеньев), и каждое из тел качения совершает волнообразное перемещение относительно жесткого колеса.

Волновая передача с промежуточными звеньями (рис. 3.7) состоит из приводного вала с эксцентриком (генератора волн) 1, сепаратора 2, тел качения 3 и венца кулачковых секторов, описанных совокупностью укороченных гипоциклоид 4.

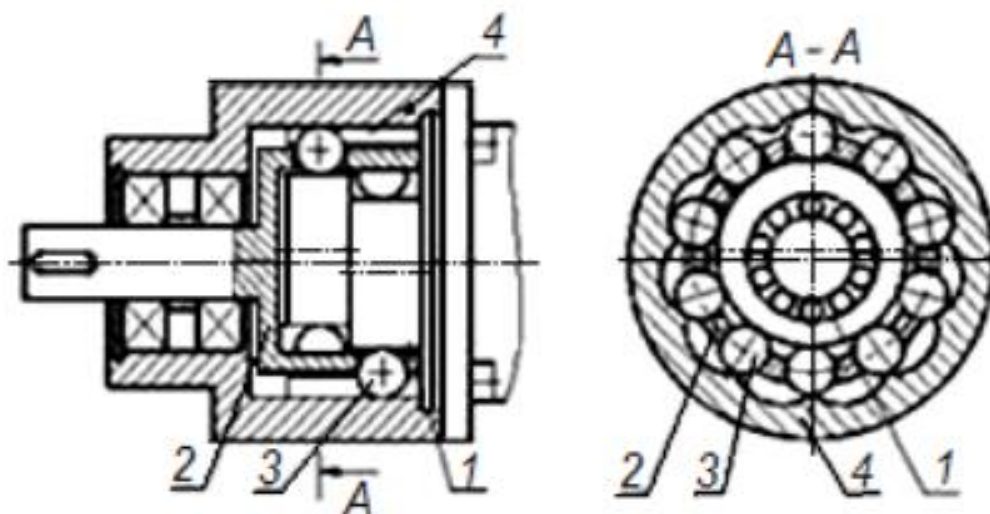


Рис. 3.7 Волновая передача с промежуточными телами качения

Эксцентриковый вал 1, вращаясь, вызывает радиальное перемещение тел качения 3 в пазах сепаратора 2. Создается эффект «волны», бегущей по цепочке сепарированных тел качения, которая является аналогом гибкого элемента в классических волновых схемах. Тела качения, контактируя с рабочими поверхностями венца кулачковых секторов 4, вызывают вращение несущего сепаратора, если заторможен

венец, и, наоборот, поворачивается венец, если заторможен сепаратор. Устанавливая на одном генераторе последовательно два или три ряда тел качения можно почти кратно повышать несущую способность передачи. Каждый полный оборот эксцентрикового вала поворачивает венец на один кулачковый сектор. При заторможенном венце, передаточное отношение передачи $i = z$, а при заторможенном сепараторе $i = z + 1$, где z - число тел качения. Основные технические особенности и преимущества волновой передачи с промежуточными телами качения:

- Высокое передаточное число. Диапазон передаточных отношений волновых с ПТК составляет до 60 для одноступенчатых редукторов; до 3500 – двухступенчатых; свыше 1000 000 – многоступенчатых;

- Высокие крутящие моменты на выходном звене, большие перегрузочные резервы и высокая жесткость кинематических звеньев. При передаточном отношении на одной ступени – 50, в зацеплении одновременно находится до 25 тел качения, что позволяет передавать крутящие моменты в 5-10 раз большие зубчатых передач, с многократной кратковременной перегрузкой и практически без упругих деформаций, при равных массогабаритных показателях.

- Компактность. По сравнению с зубчатой передачей, при равных передаточных числах и крутящих моментах, ВП ПТК меньше по габаритам в 2-6 раз в зависимости от типоразмера.

- Высокий КПД, составляющий 0,8-0,9, а в специальной конструкции - до 0,97.

- Малый момент инерции, высокий уровень динамичности. В конструкции ВП ПТК с высокой скоростью вращается только вал с эксцентриковым генератором, который имеет незначительную массу и диаметр. Поэтому общий момент инерции масс подвижных звеньев небольшой и сравним с моментом инерции электромотора. Это позволяет осуществлять быстрый запуск и торможение редукторов, а также динамичное реверсивное вращение.

- Малый угловой зазор. За счет большой жесткости кинематических звеньев ВП ПТК при номинальных нагрузках, общий угловой зазор (люфт) составляет до 0,05 град (особо точные);– до 0,8 град (нормальной точности).

- Малая вибрация. Конструкция редукторов состоит из нескольких волновых модулей смещенных по отношению друг к другу, что

обеспечивает абсолютное уравнивание масс и уменьшает влияние погрешностей изготовления и монтажа.

- Высокая надежность и продолжительный срок службы. ВП ПТК обладает простой компоновкой, прочной конструкцией и обладает длительным сроком службы. Применение пластичной смазки в конструкции не требует контроля за уровнем смазки и значительно уменьшает затраты на техническое обслуживание. При применении перманентной смазки, имеется возможность создания специальных необслуживаемых механизмов, со сроком службы до 15 лет.

- Особое достоинство - высокая износостойкость передачи из-за отсутствия в ней трения скольжения, поскольку фактически передача представляет собой подшипник с волнообразной беговой дорожкой. Эта передача многократно превосходит червячную передачу по удельному крутящему моменту на единицу веса, по износостойкости, по точности, по плавности хода и другим характеристикам. Например, при одинаковых номинальных нагрузках и скоростях движения рабочего звена электроприводы, оснащенные роликовым волновым редуктором, по сравнению с аналогом, имеющим червячный редуктор, позволили в четыре раза снизить массу, в два раза уменьшить габариты, в 1,9 раза снизить мощность электродвигателя, в 12 раз повысить гарантированную наработку и в 2,5 раза увеличить срок службы. Волновая передача с промежуточными звеньями доказала свою надежность и эффективность, безотказно эксплуатируется в самых различных отраслях промышленности и может с успехом использоваться в мехатронных модулях и приводах роботов.

Наиболее популярными среди всех механизмов преобразования вращательного движения в последнее время являются *циклоидальные планетарные передачи и редукторы* на их основе [8].

По сравнению с волновыми передачами циклоидальные планетарные имеют преимущество по жесткости, моменту инерции и компактности, что связано с их отличительными особенностями:

- в циклоидальных передачах нет гибких колес, что обеспечивает их большую жесткость по сравнению с волновыми редукторами;
- в циклоидальных передачах применяется внутреннее циклоидальное (цевочное) зацепление.

Как известно, широко применяемый эвольвентный профиль зуба получается как траектория точки прямой, перекатываемой без скольжения по неподвижной окружности. В циклоидальном внешнем зацеплении (рис. 3.8) профиль зубьев малого колеса имеет форму окружности, а сам зуб выполняется в форме цилиндра, называемого цевкой 1. Профиль зубьев большого колеса очерчивается по эквидистантным кривым к эпициклоидам 2

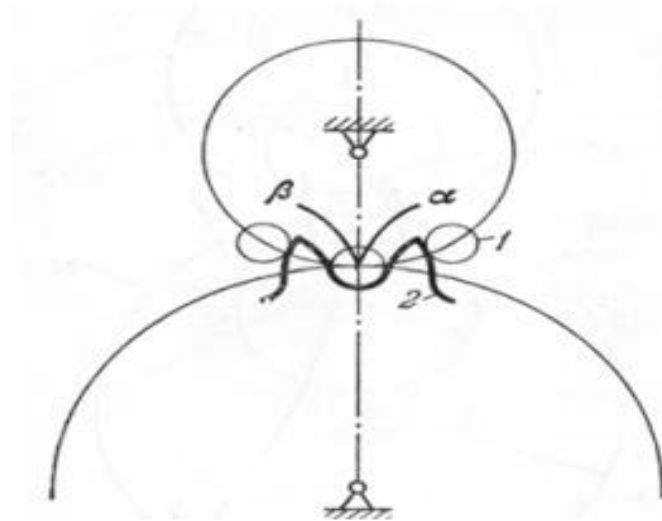


Рис. 3.8 Схема циклоидального внешнего зацепления

Циклоидальными кривыми или циклоидами (рулеттами, трохоидами) называется семейство кривых, которые описываются точками окружности или точками, связанными с этой окружностью, при ее перекатывании без скольжения по другой окружности или прямой. Известна теорема Камуса, которая доказывает, что профили выполненные по циклоидальным кривым будут при определенных условиях сопряженными и взаимоогibaемыми, то есть могут быть кривыми рабочих поверхностей зубчатых передач.

Преимуществами циклоидальных передач являются:

меньший износ профилей за счет использования зацепления выпуклого профиля с вогнутым;

- больший, чем в аналогичной эвольвентной передаче, коэффициент перекрытия;
- возможность получения на шестерне (трибе) без подрезания меньшего числа зубьев, нежели в эвольвентных зубчатых передачах;
- меньшая скорость скольжения профилей.

Недостатки передачи - более сложный профиль режущего инструмента, а, следовательно, и большая стоимость изготовления, а также чувствительность к монтажным погрешностям межосевого расстояния (изменение межосевого расстояния изменяет передаточное отношение).

При внутреннем циклоидальном зацеплении плотность контакта получается значительно выше, чем в эвольвентном зацеплении. Поэтому нагрузочная способность циклоидального зацепления примерно в два раза выше, чем у эвольвентного зацепления. Циклоидальные планетарные редукторы выполнены по структуре эксцентриковых планетарных редукторов. В отличие от передач $2k-h$ и $3k$, в которых входным звеном является солнечное колесо, в циклоидальных планетарных редукторах входным звеном является эксцентрик (кривошип) h . На эксцентрике подвижно посажено планетарное колесо (сателлит) g , которое входит во внутреннее зацепление с коронным колесом b . При такой конструкции диаметр сателлита можно сделать близким к диаметру коронного колеса. Особый вид внутреннего цевочного зацепления получается, если расположить профили зубьев на окружностях, смещенных по отношению к центроидам (внецентроидное зацепление). При этом удастся получить зубчатую передачу с разностью чисел зубьев коронного колеса и сателлита, равной единице. В этом случае число пар зубьев в зоне зацепления увеличивается до двух третей числа зубьев сателлита, что способствует увеличению нагрузочной способности, жесткости и кинематической точности передачи. Компактность циклоидальной передачи и меньший момент инерции эксцентрикового вала и эксцентрика по сравнению с генератором волн обеспечивают меньший момент инерции циклоидального редуктора по сравнению с волновым. Разность чисел зубьев коронного колеса и сателлита, равная единице, дает возможность в планетарной передаче при заданном диаметре и числе зубьев коронного колеса получить максимально возможное передаточное отношение (вдвое большее, чем в волновой передаче). Выходным движением передачи (рис. 3.9) является переносное движение сателлита. Снять выходное движение сателлитов можно с помощью механизма параллельных кривошипов. Для этого в диске сателлита ближе к ободу выполняются отверстия, в которые вставляются пальцы кривошипа. Расстояние от оси сателлита до оси отверстия на его диске равно расстоянию от оси выходного звена до оси пальцев.

Диаметры отверстий на диске превышают диаметры пальцев кривошипов на величину, не менее удвоенной величины эксцентриситета эксцентрика.

Существенный недостаток передачи, представленной на рис. 3.9, связан с неуравновешенной центробежной силой сателлита, величина которой зависит от квадрата угловой скорости вращения эксцентрика и вектор вращается с этой угловой скоростью.

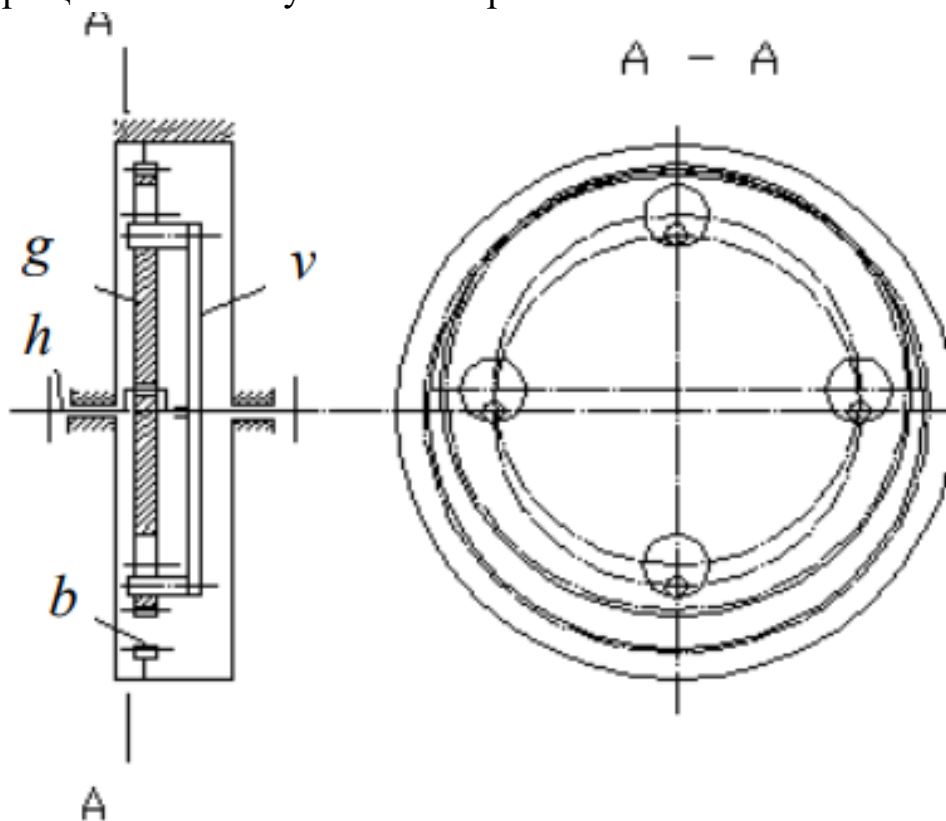


Рис. 3.9 Схема циклоидальной передачи внутреннего зацепления

Уравновешивание центробежной силы осуществляется применением двух сателлитов, подвижно установленных на двух противоположно расположенных эксцентриках (рис. 3.10). Однако в осевой плоскости остается неуравновешенным момент пары центробежных сил. Этот момент обуславливает некоторую виброактивность редуктора.

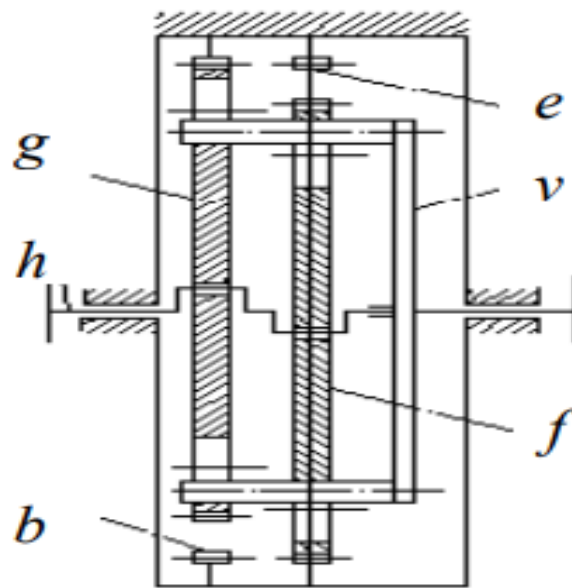


Рис. 3.10 Схема двухступенчатого циклоидального редуктора

На рис. 3.11 показана конструкция циклоидального редуктора с двумя сателлитами и механизмом параллельных кривошипов.

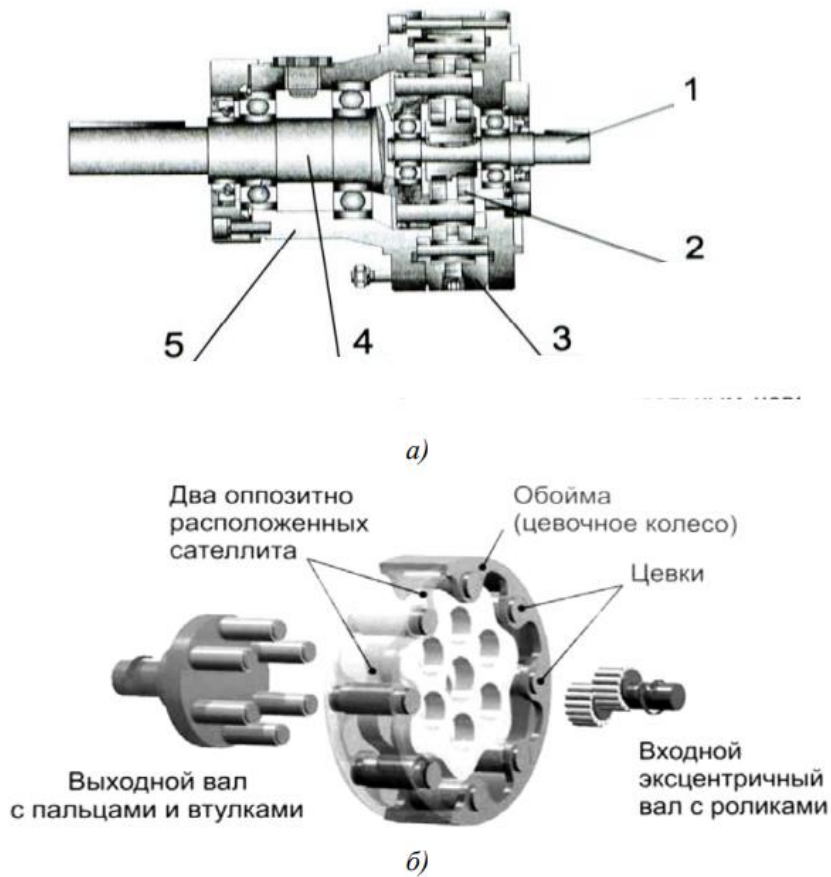


Рис. 3.11 Конструкция циклоидального редуктора с двумя сателлитами и механизмом параллельных кривошипов

На рис. 3.11, а показан редуктор в сборе, состоящий из входного вала 1 с эксцентриком (с роликами), двух сателлитов 2 с циклоидальным профилем зубьев, коронного колеса 3 с пальцами (с втулками на пальцах), выходного вала 4 и корпуса 5 редуктора. На рис. 3.11, б показаны конструкции отдельных сборочных единиц редуктора.

Широкое применение планетарных циклоидальных редукторов в мехатронных модулях и приводах роботов началось с появлением модификации планетарного циклоидального редуктора типа RV (вращающийся вектор). В редукторе двухступенчатом редукторе RV (рис. 3.12) имеются два сателлита, смещенных по окружности на 180° и сопряженных с двумя неподвижными коронными колесами.

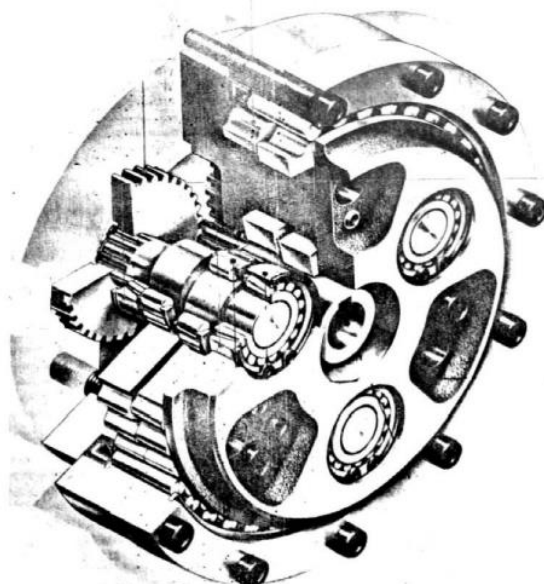
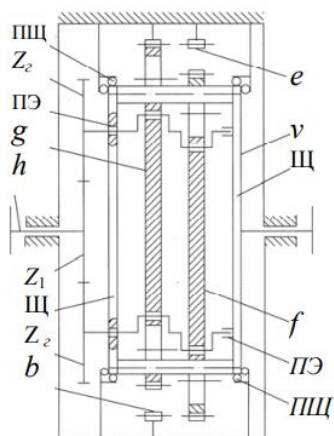


Рис. 3.12 Устройство RV редуктора

Отличительными особенностями RV редуктора являются следующие [20]:

1. Вместо одного эксцентрикового вала, расположенного по оси предыдущего редуктора (см. рис. 15), в редукторе RV сателлиты приводятся в движение тремя эксцентриковыми валами, установленными по периферии дисков сателлитов (для упрощения рис. 17 на схеме показаны только два эксцентриковых вала).

2. Три эксцентриковых вала приводятся в движение трехпоточной зубчатой передачей (для упрощения рис. 17 на схеме показаны только два потока).

3. Подшипниковые опоры ПЭ эксцентриковых валов расположены в двух щеках Щ, которые сами установлены в корпусе редуктора на подшипниках ПЩ и связаны между собой болтами, пропущенными через дополнительные отверстия в дисках сателлитов. При движении редуктора щеки вращаются с переносной угловой скоростью сателлитов и являются выходным звеном редуктора.

Преимущества редуктора RV:

1. В отличие от циклоидального редуктора применение предварительной трехпоточной зубчатой передачи обеспечивает следующие преимущества: а) расширение диапазона выбора передаточного отношения редуктора за счет изменения чисел зубьев предварительной зубчатой передачи; б) снижение требуемого входного момента сил (момента трогания); в) снижение приведенного к входному звену момента инерции редуктора.

2. В отличие от циклоидального редуктора применение вместо одного эксцентрикового вала трех эксцентриковых валов, установленных в щеках подшипников, обеспечивает следующие преимущества:

а) позволяет отказаться от неконструктивного механизма параллельных кривошипов и передать его функции выходного звена щекам, установленным в корпусе редуктора на подшипниках;

б) повышение кинематической точности редуктора за счет распределения входящего потока мощности на три параллельных потока по трем эксцентриковым валам, что усредняет, снижает суммарную кинематическую погрешность;

в) снижение момента инерции редуктора за счет уменьшения суммарного приведенного момента инерции трех эксцентриковых валов по сравнению с приведенным моментом инерции одного осевого эксцентрикового вала больших габаритных размеров у циклоидального редуктора;

г) снижение виброактивности редуктора за счет снижения радиальных и осевых биений каждого из трех эксцентриков при уменьшении их габаритных размеров по сравнению с биениями одного эксцентрика в циклоидальном редукторе.

В последнее время применяются преимущественно планетарные циклоидальные редукторы без механизма параллельных кривошипов с неподвижным и подвижным коронными колесами (рис. 3.13, а, б).

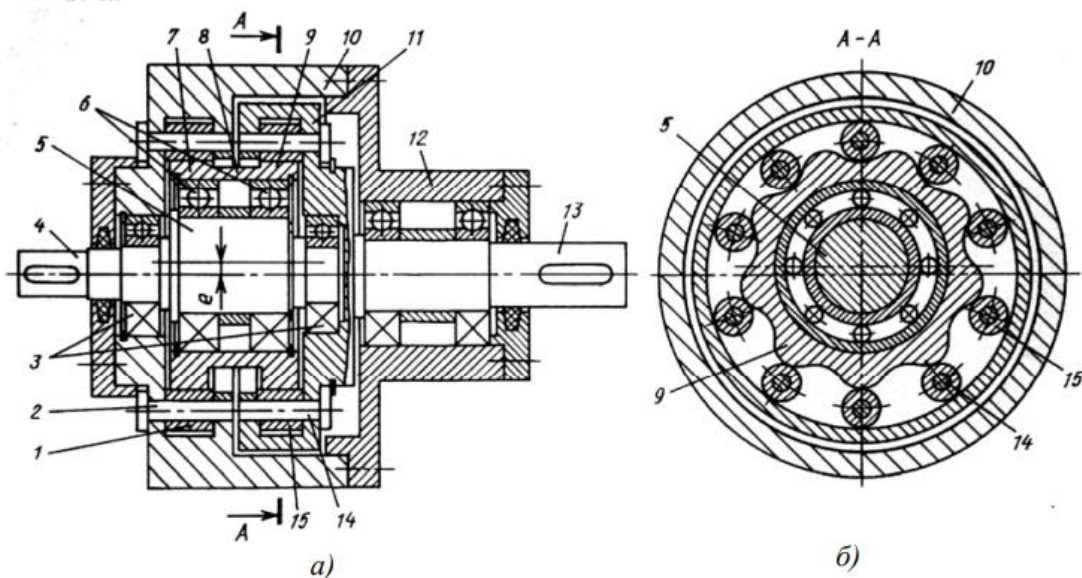


Рис. 3.13 Планетарный циклоидальный редуктор с неподвижным и подвижным коронными колесами

Планетарный циклоидальный редуктор с неподвижным и подвижным коронными колесами состоит из цевок (роликов) 1 и 15, пальцев 2 и 14, подшипников входного вала 4, эксцентрика 5, подшипников 6 сателлитов, блока сателлитов 8 из двух жестко связанных зубчатых венцов 7 и 9, корпуса 10, подвижного центрального колеса 11, крышки 12, выходного вала 13. При работе редуктора сателлит 7 обкатывается по неподвижному центральному колесу, одновременно являющемуся корпусом редуктора, заставляет вращаться подвижное центральное колесо 11 с выходным валом 13. Однако максимальное передаточное отношение этих редукторов меньше, чем у циклоидальных редукторов с параллельными кривошипами или у редукторов типа RV, и они не получили широкого распространения.

3.3. Опоры валов в модулях вращательного движения

В качестве опор валов в модулях вращательного движения используются подшипники скольжения и качения, аэростатические и гидростатические опоры и появившиеся в последние годы опоры типа «магнитный подвес» [18].

Подшипник скольжения обеспечивает режим вращения вала в условиях относительного скольжения поверхности цапфы вала по соответствующей поверхности подшипника.

Подшипники скольжения воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу. От качества опор скольжения во многом зависит работоспособность машины.

Подшипники скольжения состоят из корпуса, вкладышей (втулок) и смазывающих устройств. Опорный участок вала называется *цапфой*. Форма рабочей поверхности подшипника скольжения, так же как и форма цапфы вала, может быть цилиндрической, конической, плоской. Цапфу называют *шипом*, если она расположена на конце вала, и *шейкой* при расположении в середине вала (рис. 3.14).

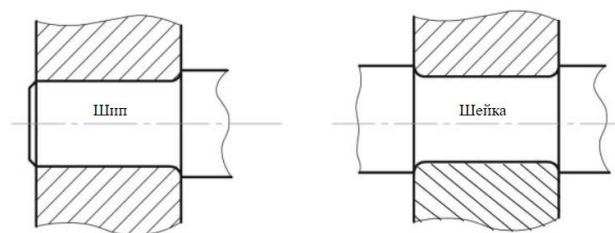


Рис. 3.14 Расположение опор в подшипнике скольжения

Основные элементы подшипника скольжения – корпус и вкладыш. Корпус может быть цельным и разъемным. У подшипника с разъемным корпусом соединение крышки с основанием корпуса осуществляется с помощью болтов, шпилек, винтов или клиньев. Корпус подшипника может представлять собой отдельную литую или сварную деталь, присоединяемую к машине (рис. 3.15). В целях разгрузки последних от поперечных усилий, возникающих при работе, крышка и основание должны быть снабжены координационными поверхностями.

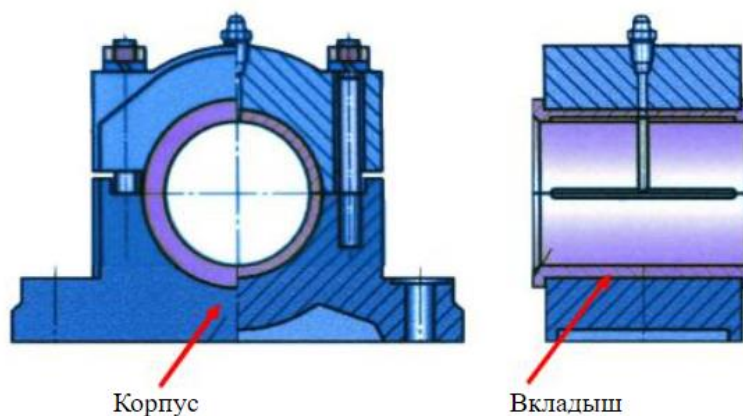


Рис. 3.15 Устройство подшипника скольжения

Корпус подшипника может представлять собой отдельную литую или сварную деталь, присоединяемую к корпусу. В целях разгрузки последних от поперечных усилий, возникающих при работе, крышка и основание должны быть снабжены координационными поверхностями. Вкладыши бывают с регулируемым и нерегулируемым зазором. Одновременно конструкции втулок и вкладышей обеспечивают во время работы один или несколько масляных клиньев.

Во время работы подшипника скольжения создается трение, с которым справляются не одним, а тремя методами смазывания. Метод подбирается в зависимости от типа трения и места его наиболее вероятного возникновения. Появляется трение начиная с момента запуска машины, во время набора скорости вращения и вплоть до полной остановки агрегата. Первый тип смазывания – граничное, необходимо на поверхностях, которые контактируют между собой. Для предотвращения трения на границах в момент запуска и в статичном положении, используется смазка, которая образует тонкую маслянистую пленку между поверхностями. Толщина смазочной пленки достигает 0.1 мкм. Полужидкостный тип смазывания необходим при наборе скорости вращения, на поверхностях вала, которые соприкасаются с подшипником. При правильном полужидкостном смазывании возникает гидродинамическая подъемная сила. Жидкостное смазывание поможет при нарастании угловой скорости. Слой смазки при этом полностью разделяет соприкасающиеся поверхности, таким образом ни цапфа, ни вкладыш не трутся друг об друга и не изнашиваются. Без использования смазки подшипники скольжения показывали бы низкую эффективность даже на низких скоростях вращения. Тип смазки при этом подбирается в зависимости от особенностей работы подшипника, типа смазывания, которое необходимо, и условий внешней среды. Наиболее часто встречаются смазки консистентного, жидкого или сухого типов.

Подшипникам скольжения требуется смазка разного типа, например, в маслонаправленных узлах, и циркуляционных системах понадобится термостойкая смазка. В закрытых моделях подшипников используется смазка, которую можно заложить в корпус на весь срок эксплуатации. Для такой цели подходит консистентная смазка. Если подшипник скольжения открытого типа, то смазку можно добавлять на протяжении всего срока службы. Некоторые модели подшипников имеют

специальные каналы для подвода смазочного материала, что позволяет удобно и аккуратно добавить свежей смазки в изделие. Достоинство консистентной смазки – это способность выдерживать большие перепады температур, которые появляются при частых фрикционных движениях. В диапазоне рабочей температуры от -40 до +200 градусов цельсия используется силиконовая смазка, которая подходит для работы в условиях высокой радиальной нагрузки. Силикон отлично герметизирует мелкие отверстия и защищает полости от проникновения влаги и пыли внутрь изделия. Смазка, которая выдерживает еще большие диапазоны и перепады температур – пластичная смазка с графитовой присадкой (10%). Этот тип смазки используется для нагруженных узлов, подверженных атмосферному воздействию. Смазка графитовая не боится влаги, не вымывается водой со временем и подходит для использования в механизмах, которые находятся во влажных условиях окружающей среды. Рабочий диапазон температуры находится в пределах от -20 до +600 градусов. Наиболее устойчива к морозу пигментная смазка, вырабатываемая загущением кремнийорганической жидкости пигментом. Пигмент, который содержится в мажеобразном материале, используется для определения основных свойств смазки. Синий цвет говорит о способности сохранять свои свойства в холоде до -60 градусов, красный – о жаростойкости до +250 градусов, а зеленый – об экологичности.

Достоинства подшипников скольжения:

- имеют повышенную долговечность в высокоскоростных механизмах; хорошо воспринимают вибрационные и ударные нагрузки;
- работают бесшумно; имеют сравнительно малые радиальные размеры;

Недостатки подшипников скольжения:

- в процессе работы требуют постоянного контроля за состоянием смазочного материала и возможностью перегрева;
- имеют сравнительно большие осевые размеры; имеют значительные потери на трение в период пуска и при несовершенной смазке;
- требуют большой расход смазочного материала, его очистку и охлаждение.

Подшипники скольжения применяют во многих отраслях техники. Обычно их используют в тех случаях, когда применение подшипников качения невозможно или нецелесообразно:

- для валов изделий, работающих с ударными и вибрационными нагрузками;

- для валов больших диаметров;

Подшипники качения являются самым применяемым видом опор валов благодаря следующим основным достоинствам:

а) низким относительным коэффициентом трения;

б) малой чувствительностью к недостатку смазки;

в) комплектной взаимозаменяемостью в мировом масштабе;

г) относительной дешевизной, благодаря массовому характеру производства.

К недостаткам подшипников качения можно отнести:

а) слабую сопротивляемость ударной нагрузке;

б) невозможность работы на сверхвысоких скоростях (свыше 50000 об/мин), вследствие прогрессивного возрастания центробежных сил инерции;

в) плохую работу в загрязненной среде.

Основные типы подшипников качения:

• *Шариковый радиальный* (рис. 3.16). Самый массовый и дешевый тип. Воспринимает радиальные и небольшие осевые нагрузки (до 70% от неиспользованной радиальной). Наиболее применяемый тип подшипников качения.

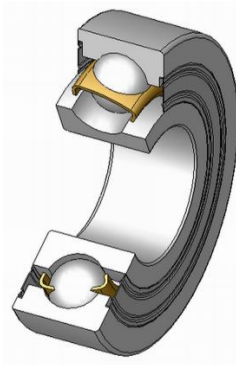


Рис. 3.16. Шариковый радиальный подшипник

• *Шариковый сферический - самоустанавливающийся тип* (рис. 3.17). Воспринимает радиальные и незначительные осевые нагрузки (до 20% от неиспользованной радиальной). Применяется там, где оси опор валов имеют угловое и (или) линейное смещение, а также при гибких длинных валах, имеющих большой прогиб.

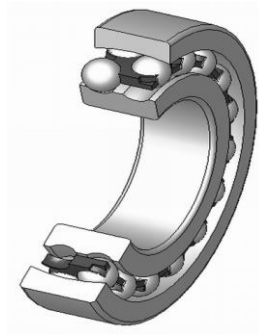


Рис. 3.17 Шариковый сферический подшипник

- *Шариковый радиально-упорный* (рис. 3.18). Воспринимает радиальные и значительные осевые нагрузки. Имеет глубокие канавки; разъемный - устанавливается попарно. Применяется там, где осевые нагрузки сравнительно велики.



Рис. 3.18 Шариковый радиально-упорный

- *Роликовый цилиндрический* (рис. 3.19). Воспринимает только радиальные, но, благодаря линейному контакту, большие по величине нагрузки. Применяется там, где нет осевых нагрузок.

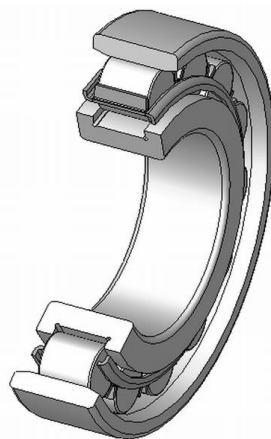


Рис. 3.19 Роликовый цилиндрический подшипник

- *Роликовый сферический* (рис. 3.20). Воспринимает очень большие радиальные и довольно большие осевые нагрузки. Самоустанавливающийся тип. Применяется там же, где тип (рис. 3.19), но при больших нагрузках.

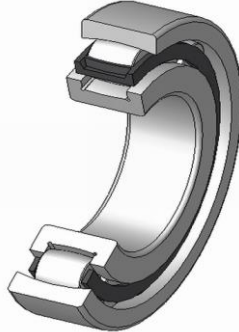


Рис. 3.20 Роликовый сферический подшипник

- *Роликовый конический* (рис. 3.21). Воспринимает большие радиальные и большие осевые нагрузки, универсальный, разъемный тип подшипника. Рекомендуется, в частности, для конических зубчатых передач. Устанавливается попарно, при износе регулируется осевой зазор, для чего под фланцами крышек предусматривается набор регулировочных прокладок или устанавливаются регулировочные гайки.

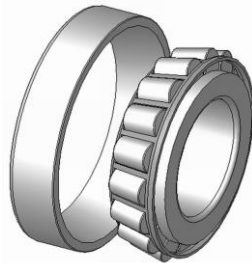


Рис. 3.21 Роликовый конический подшипник

- *Игольчатой* (рис. 3.22). Воспринимает только радиальные нагрузки. Отличается очень малыми радиальными габаритами, может работать без одной обоймы или вообще без обойм, не имеет сепаратора, иголки укладываются вплотную одна к другой. Предельное число оборотов меньше, чем у других подшипников.



Рис. 3.22 Игольчатый подшипник

- Шариковый и роликовый упорные (рис. 3.23). Воспринимают только осевые нагрузки. Устанавливается в паре с другим подшипником, воспринимающим радиальную нагрузку.

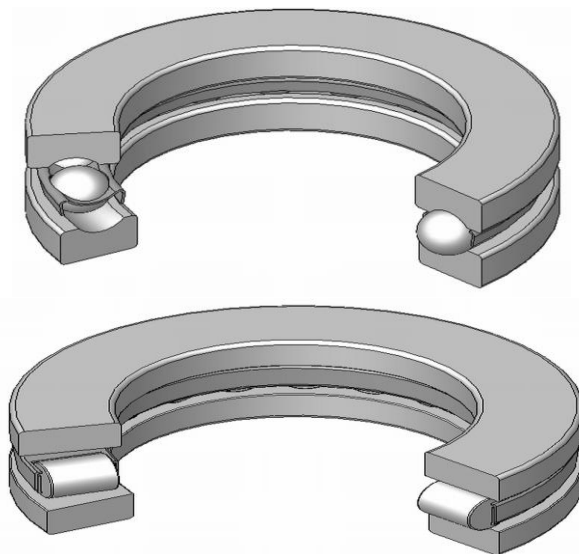


Рис. 3.23 Шариковый и роликовый упорные подшипники

Материал и термообработка подшипников качения

Обоймы (кольца) подшипников и тела качения изготавливаются из высокохромистой и высокоуглеродистой стали типа ШХ-15 с закалкой до весьма высокой твердости $HRC = 50-66$. Сталь этого типа после закалки приобретает очень высокие механические свойства, не становясь при этом хрупкой.

Точность изготовления и посадки подшипников качения

Кольца и тела качения изготавливаются по 1-му классу точности и выше. Обычные подшипники имеют нормальную точность - 0 (знак не выбивается); для повышенных и высоких скоростей применяются более высокие точности изготовления: 6 - повышенная, 4 - высокая,

2 - сверхвысокая (знак выбивается на торцах колец). Стоимость высокоточных подшипников намного превосходит стоимость нормальных.

Для установки подшипников на шейках валов и в корпусе применяются посадки промежуточного типа:

если вращается вал, то на валу – *тб* или *кб* или *jsб*, а в корпусе – *H6* или *H7*;

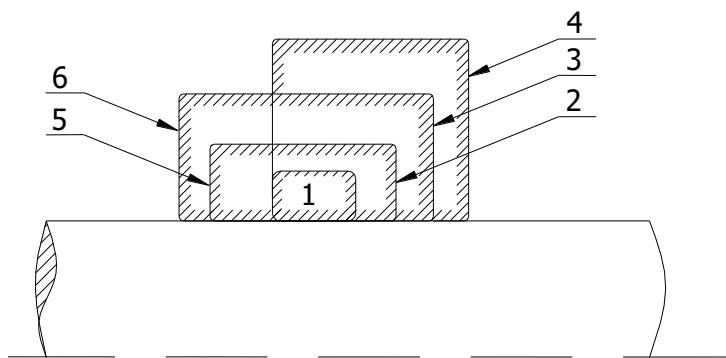
если вращается корпус, а вал (ось) неподвижны, то на валу – *h6* или *h8*, а в корпусе – *M7* или *K7* или *J_s 7*.

Более тугие посадки затрудняют монтаж и демонтаж подшипников и могут служить причиной зацемяления тел качения, поэтому не могут быть рекомендованы; более свободные посадки не обеспечивают удержания от вращения подшипниковых колец.

Система обозначения подшипников качения

На один и тот же диаметр шейки вала предусматривается несколько серий подшипников, которые отличаются размерами колец и тел качения и соответственно величиной воспринимаемых нагрузок.

В пределах каждой серии подшипники равных типов взаимозаменяемы в мировом масштабе. В стандартах указываются: номер подшипника, размеры, вес, предельное число оборотов, статическая нагрузка и коэффициент работоспособности.



Серии:

1. Особо легкая.
2. Легкая.
3. Средняя.
4. Тяжелая.
5. Легкая широкая.
6. Средняя широкая.

Две крайние цифры номера справа, умноженные на пять, выражают диаметр шейки вала *d* в мм; третья цифра справа выражает номер серии; четвертая цифра справа выражает тип подшипника, так: отсутствие цифры (нуль) - шариковый радиальный, единица - шариковый сферический, два - роликовый цилиндрический, ... семь - роликовый конический.

Пятая и другие цифры справа, если они есть, означают конструктивные особенности данного типа.

Особенности кинематики подшипников качения

Подшипники можно рассматривать как планетарный ряд с двумя вариантами привода:

- 1) вращается внутреннее кольцо,
- 2) вращается наружное кольцо.

Мгновенный центр скоростей (МЦС) лежит в точке контакта тела качения с неподвижным кольцом, построение планов скоростей показывает, что при равных угловых скоростях - ω :

$$\frac{V_2}{2} > \frac{V_1}{2}, \text{ так как } V_2 = \omega R_2; V_1 = \omega R_1; R_2 > R_1.$$

Это значит, что скорость центра тела качения (сепаратора), а, следовательно, и угловые скорости вращения тел качения во втором случае больше, чем в первом, а, следовательно, больше и износ всех элементов подшипника. Это обстоятельство в расчетной формуле для подшипников качения учитывается особым коэффициентом.

Расчет (подбор) подшипников качения

Статический расчет - только для подшипников, делающих меньше одного оборота, например, подшипников поворотных кранов, грузоподъемных крюков и пр.

$$R < C_0$$

где R - реакция опоры;

C_0 - допускаемая статическая грузоподъемность подшипника (по каталогам подшипников).

Расчет на долговечность (по динамической грузоподъемности) - основной расчет.

C - паспортная динамическая грузоподъемность подшипника (каталогам подшипников) - это такая постоянная нагрузка, которую подшипник может выдержать в течение одного миллиона оборотов без появления признаков усталости.

Динамическая грузоподъемность и ресурс работы подшипника L (в миллионах оборотов) связаны эмпирической формулой

$$L = (C / P)^p, \quad (3.1)$$

где P - эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник,

$p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых подшипников.

Ресурс подшипника в часах работы определяется выражением

$$L_h = 10^6 L / (60n), \quad (3.2)$$

где n – частота вращения подшипника (мин^{-1}).

Эквивалентная динамическая нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников:

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T, \quad (3.3)$$

где F_r - радиальная нагрузка на опору;

F_a - осевая нагрузка на опору;

V - коэффициент, зависящий от того, какое кольцо вращается: если внутреннее – $V = 1$; если наружное $V = 1,2$.

X и Y - табличные коэффициенты, характеризующие способность данного типа подшипника воспринимать радиальную и осевую нагрузку (выбираются по каталогам подшипников).

K_σ – коэффициент безопасности, зависящий от характера воспринимаемой нагрузки и степени ответственности механизма в (выбирается по справочникам в пределах $1,0 \dots 2,5$);

K_T - табличный температурный коэффициент; при $t < 100^\circ\text{C}$ – $K_T = 1$.

При практических расчётах, когда задана расчётная долговечность работы подшипника в часах, требуемая динамическая грузоподъёмность определится из выражения

$$C = \sqrt[p]{L_h 60n / 10^6}. \quad (3.4)$$

При переменной нагрузке, которая задается усредненным графиком (рис.50), определяется приведенная динамическая эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{эке}} = \sum \left(P_i^{3,33} \frac{n_i}{n} \frac{L_{hi}}{L_h} \right)^{0,3} \quad (3.5)$$

При малых и средних угловых скоростях центробежные силы не очень велики, но сильно возрастают при высоких и сверхвысоких угловых скоростях, становясь главными нагрузками, которые и определяют предельное число оборотов подшипников этого типа.

Для упорных шариковых подшипников центробежные силы составляют большую опасность, чем для других типов, способствуя износу сепараторов.

Наряду с обычными требованиями, предъявляемыми к подшипникам качения по критериям их работоспособности, к шпиндельным опорам качения предъявляют дополнительные требования по условиям работы шпиндельного узла и всего станка. К числу таких требований относятся высокая точность вращения, повышенные радиальные и осевые жесткости, незначительное выделение тепла и небольшие температурные деформации.

Выбор посадки подшипников качения оказывает большое влияние на точность вращения шпинделя, а также на другие критерии работоспособности шпиндельного узла. С увеличением натяга ухудшается форма дорожек качения, но наряду с этим в еще большей мере происходит усреднение погрешностей подшипников. Усреднение погрешностей усиливается после устранения зазоров в подшипнике и при увеличении натяга до определенного значения, что и предопределяет целесообразный выбор посадок.

Для шпинделей станков классов точности Н и П наружные и внутренние кольца радиально-упорных шарикоподшипников рекомендуется устанавливать по посадке $H_{1п}$, а наружные кольца роликоподшипников типа 3182100 по посадке $H_{1п}$. В шпинделях прецизионных станков (классов точности В, А и С) желательно гарантировать натяг при посадке до 5 мкм.

Жесткость подшипников качения зависит главным образом от типа подшипника, его диаметра и величины предварительного натяга. На жесткость подшипников оказывают влияние погрешности изготовления. Неперпендикулярность торца кольца подшипника его оси может снизить осевую жесткость в 2-2,5 раза; повышенные зазоры в подшипнике существенно снижают как радиальную, так и осевую жесткость.

Предварительный натяг в подшипниках качения необходим для повышения точности вращения валов и жесткости. Шариковые радиально-упорные и конические роликовые подшипники при сборке устанавливаются попарно с предварительным натягом.

В радиальных шарикоподшипниках предварительный натяг, осуществляется посредством осевого смещения наружного кольца относительно внутреннего (рис. 3.24), для чего используют втулки различной длины между наружными и внутренними кольцами пары подшипников (рис. 3.24, б), предварительное сошлифовывание торцов колец (рис. 3.24, а) или пружины, обеспечивающие заданную осевую силу предварительного натяга (рис. 3.24, в).

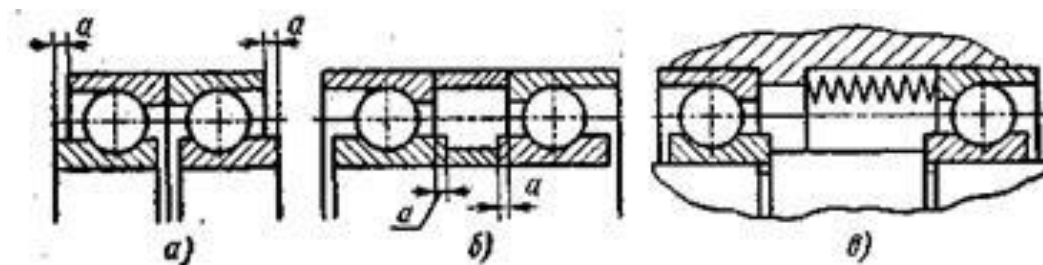


Рис. 3.24 Способы создания натяга в радиальных шариковых подшипниках

В двухрядных роликовых подшипниках типа 3182100 предварительный натяг в радиальном направлении создается осевым смещением подшипника на конической шейке шпинделя (рис. 3.25). Для обеспечения оптимальной величины предварительного натяга подшипники при изготовлении иногда снабжают специальными устройствами. В подшипники типа Гаме встраивают пружины (рис. 3.25, а), в подшипниках типа Тимкен предусматривают камеру с маслом, давление в которой можно регулировать для постоянного натяга, не зависящего от изменения внешних условий (рис. 3.25, б).

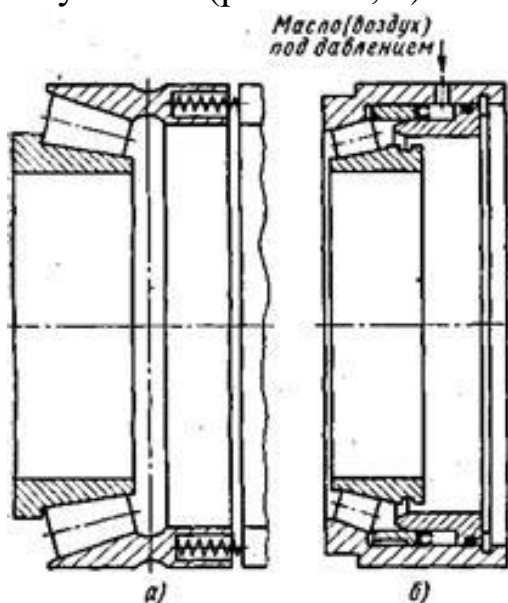


Рис. 3.25 Подшипники с регулируемым натягом

Потери на трение в подшипниках качения можно оценивать количеством тепла, выделяемого в подшипнике,

$$Q = 0,44 \times 10^{-3} P d n f \text{ ккал/ч, (3.6)}$$

где P – нагрузка на подшипник, кгс; d – диаметр подшипника, мм; n – частота вращения, об/мин; f – условный коэффициент трения (для шариковых и роликовых цилиндрических подшипников $f = 0,002, 0,003$, для конических и игольчатых роликоподшипников $f = 0,004, 0,008$). Тепло, выделяемое в подшипниках, передается стенкам корпуса. Решение уравнения теплового баланса позволяет определить избыточную температуру.

Гидростатические подшипники в качестве опор валов получают все более широкое распространение. Главные их достоинства: высокая точность вращения, демпфирующие свойства и практически неограниченная долговечность – определяют перспективность их использования в прецизионных станках, когда необходимо обеспечивать высокое качество финишных операций.

Цилиндрические подшипники с гидростатической смазкой выполняют с равномерно расположенными по окружности карманами, в каждый из которых смазка подается под давлением через дросселирующее устройство.

Отвод масла возможен через торцы подшипника при осевом протекании смазки (рис. 3.26, а) и наряду с этим через дополнительные дренажные канавки, предусмотренные в средней части перемычек между карманами (рис. 3.26, б). Предпочтение отдается отводу смазки через торцы без дренажных канавок в целях уменьшения расхода смазки и соответствующих потерь на ее прокачивание.

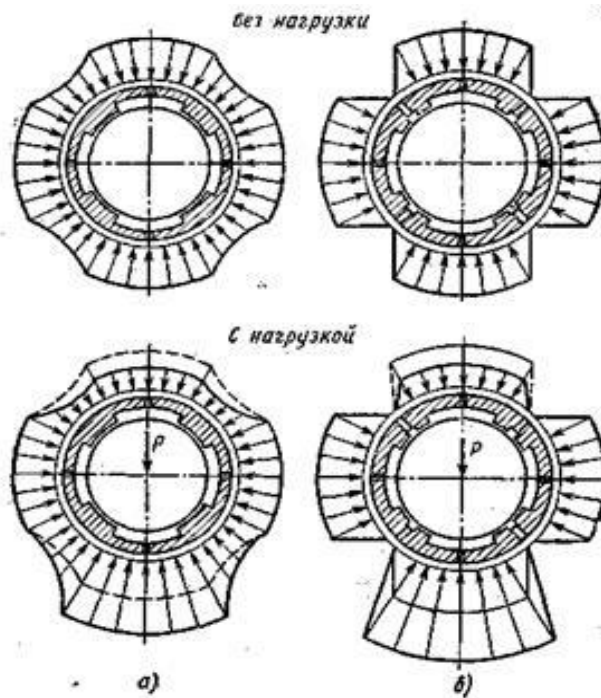


Рис. 3.26 Давления в гидростатических подшипниках:
а – без дренажных канавок; *б* – с дренажными канавками

Число карманов и их форму выбирают экспериментально и по опыту эксплуатации гидростатических опор в шпиндельных узлах станков. Предпочтительным является четное (четыре и более) число карманов, которое обеспечивает хорошие динамические характеристики станков. При малом числе карманов проявляется неравномерность жесткости и нагрузочной способности (рис. 3.27) в зависимости от направления внешней силы на середину кармана (кривые 1) или на середину перемычки (кривые 2).

При шести и более карманах эта неоднородность подшипника практически полностью исчезает, а при четырех карманах она сравнительно невелика.

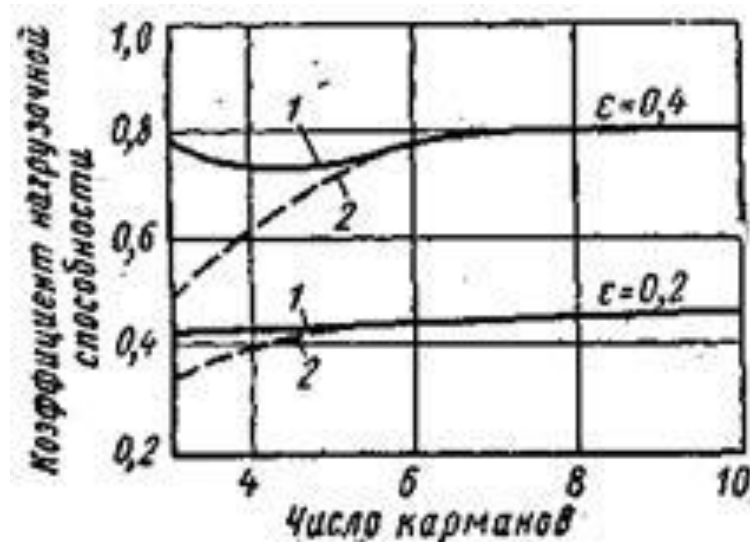


Рис. 3.27 Нагрузочная способность гидростатического подшипника в зависимости от числа карманов: 1 – при действии нагрузки на карман; 2 – при действии нагрузки на перемычку

Таким образом, во всех ответственных случаях следует применять шесть карманов, а при малых размерах подшипника, постоянной и небольшой по величине нагрузке можно применять четыре кармана.

Форма карманов имеет значение при достаточно большой частоте вращения вследствие увлекаемого из кармана масла и появления гидродинамических эффектов.

На рис. 3.28 представлена схема системы подачи жидкости в гидростатические опоры вала на примере шпинделя станка. Из резервуара насосом 1 через фильтр грубой очистки (заборный) 2 и через фильтры 5 тонкой очистки (с сеткой 15-70 мкм) масло нагнетается под давлением. Напорный золотник 12 настраивают на необходимое давление масла. Для аварийного питания на выбеге шпинделя, пока не сработает реле давления 9 и не отключит привод вращения, предусмотрены гидроаккумулятор 8 и обратный клапан 4. Кроме того, реле давления обеспечивает нормальную работу фильтров 3 до их предельно допустимого засорения. В системе имеется еще один фильтр 5 тонкой очистки масла (до 5-10 мкм). На входе в карманы предусмотрены дроссели 6. Масло, протекшее через опоры, откачивают из корпуса шпиндельной бабки насосом 10 и затем через теплообменник 11 сливают в бак, где оно отстаивается. При высоких требованиях к точности вращения и большой

частоте вращения к системе питания подключают холодильную установку, стабилизирующую заданную температуру масла в резервуаре.

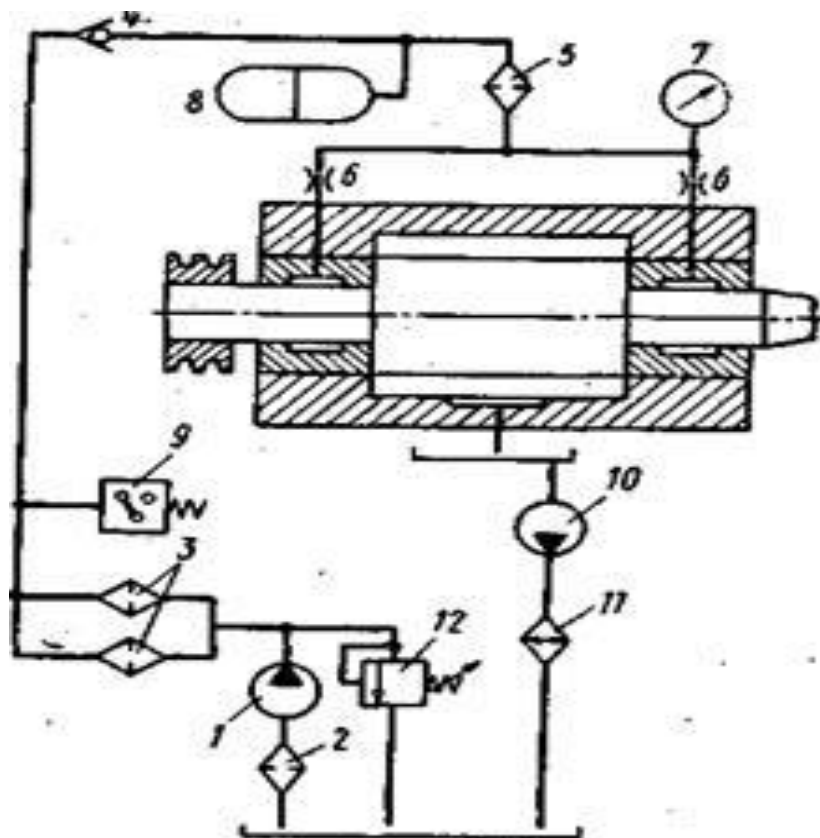


Рис. 3.28 Схема системы подачи жидкости в гидростатические опоры вала на примере шпинделя станка: 1 – насос питания; 2 – фильтр грубой очистки; 3 – фильтр тонкой очистки; 4 – обратный клапан; 5 – фильтр особо тонкой очистки; 6 – дроссели; 7 – манометр; 8 – гидроаккумулятор; 9 – реле давления; 10 – насос откачки; 11 – теплообменник; 12 – перепускной клапан

Для надежной работы гидростатических опор и сохранения их расчетных характеристик по нагрузочной способности и жесткости необходимо ограничивать суммарные погрешности в пределах одной трети минимальной толщины зазора.

В качестве рабочей поверхности в опорах валов может служить воздух под давлением. В этом случае опоры называются **аэростатическими** и **аэродинамическими** с изменяющейся жесткостью при изменении частоты вращения вала.

Аэродинамические подшипники применяют крайне редко, только для особо быстроходных валов и шпинделей шпинделей малого размера, например, во внутришлифовальных и сверлильных станках

для обработки отверстий небольшого диаметра. Аэростатические подшипники нашли более широкое применение для шпинделей прецизионных станков с малыми нагрузками и большими окружными скоростями.

Главные особенности аэростатических подшипников связаны с использованием малых давлений, так как в питающей магистрали после очистки и стабилизации давление воздуха не превышает 3-4 кгс/см². Другие особенности опор с воздушной смазкой связаны с малой вязкостью воздуха и склонностью вала на воздушных опорах к потере устойчивости. Основным средством повышения устойчивости опор является уменьшение объема воздуха в карманах, а также применение специальных способов поддува.

Грузоподъемность аэростатических подшипников может быть определена приближенным способом на основе допущений о линейном распределении давлений вдоль подшипника и одностороннем потоке воздуха только вдоль образующей цилиндра. При этих допущениях эпюра давлений по длине подшипника соответствует трапеции (рис. 3.29).

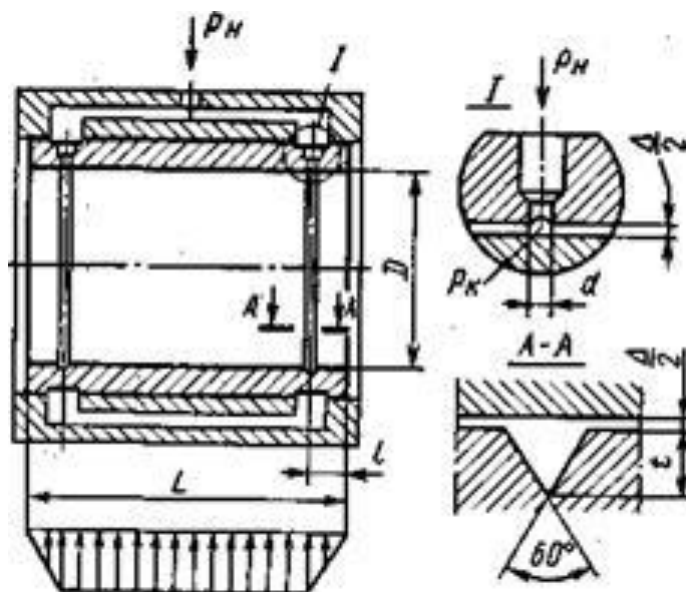


Рис. 3.29 Аэростатическая опора

Конструктивное оформление аэростатических подшипников предусматривает использование жесткого цельного вкладыша (рис. 3.29) с системой ввода воздуха под давлением по концам, а при корот-

ких подшипниках иногда и в среднюю часть втулки. Часто руководствуются соотношением $l = 0,1L$, а длину подшипника выбирают в пределах

$$L = (1-1,5) D. (3.7)$$

Диаметр отверстий поддува принимают 0,2–0,3 мм, а величину диаметрального зазора ограничивают значением

$$D = (0,0002, 0,0004) D. (3.8)$$

Отверстия поддува целесообразно соединять кольцевой микроканавкой, что повышает грузоподъемность и жесткость примерно в 1,5 раза. Профиль микроканавки показан на рис. 3.29, а глубину выбирают, исходя из тех же соображений и на основе тех же зависимостей, которые даны для аэростатических направляющих. Объем воздуха в микроканавках должен быть в 4–5 раз меньше, чем объем воздуха в рабочем пространстве зазора.

Динамические характеристики опор с воздушной смазкой связаны с появлением и возможным развитием колебаний с частотой, равной половине частоты вращения (полускоростной вихрь), и колебаний с частотой, равной частоте вращения (синхронный вихрь). Первый вид колебаний обусловлен некруглостью вала, а второй – остаточным дисбалансом шпинделя и связанных с ним деталей. Малые эксцентриситеты ($e < 0,2$) колебаний типа полускоростного или синхронного вихря приводят к тому, что центр вала совершает движение с траекторией, весьма близкой к окружности. Лишь при больших нагрузках и соответственно больших значениях относительного эксцентриситета траектория движения центра шпинделя видоизменяется в эллипс. Основными способами устранения вредного влияния колебаний является ослабление самих источников появления полускоростного и синхронного вихрей – повышение точности формы шейки шпинделя и тщательная балансировка шпиндельного узла вместе с комплектом сопряженных деталей. В качестве примера конструктивного оформления вала на воздушных опорах на рис. 3.30 приведена конструкция шпиндельной бабки шлифовального круга универсального круглошлифовального станка высокой точности.

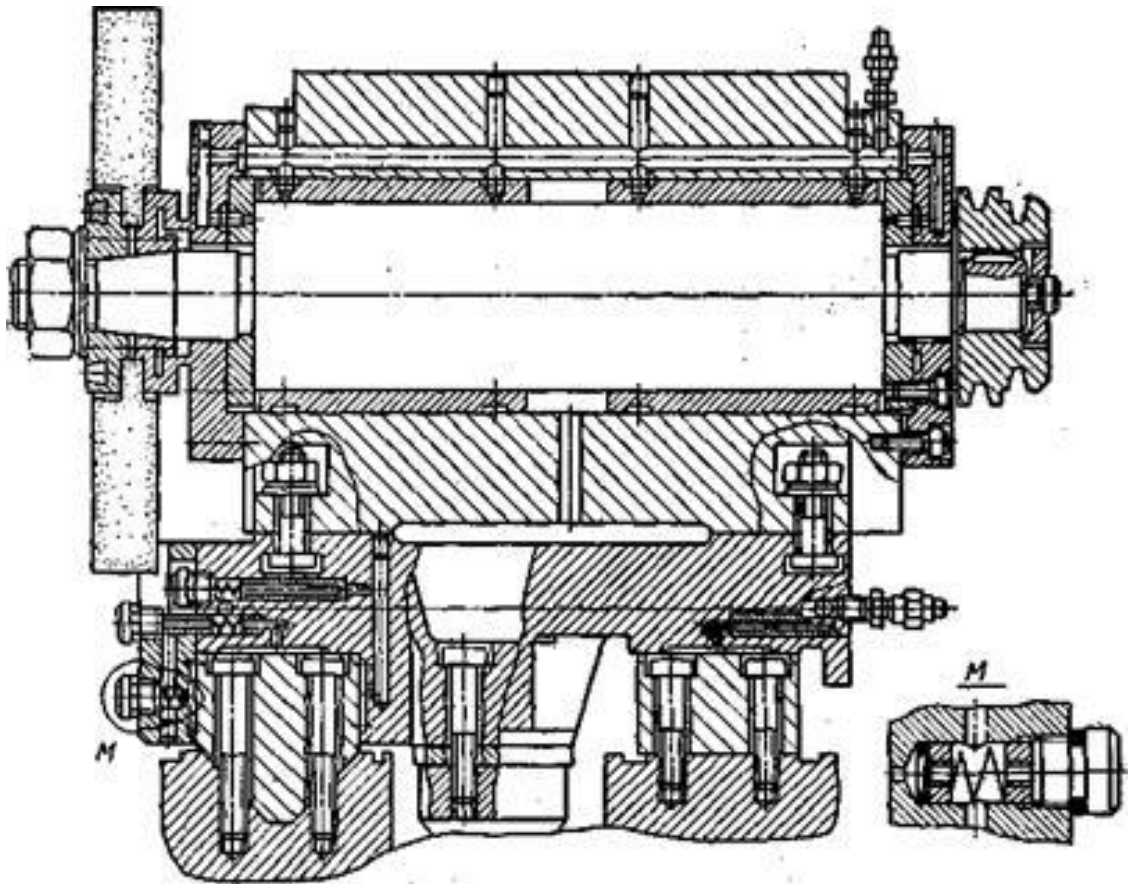


Рис. 3.30 Шпиндель шлифовального круга на аэростатических опорах

Жесткий шпиндель диаметром 95 мм вращается в аэростатических радиальных и упорных подшипниках; также аэростатическими выполнены направляющие каретки для поперечной подачи шлифовальной бабки. Диаметральный зазор в радиальных подшипниках равен 0,03 мм, а в плоских осевых подшипниках и в замкнутых направляющих 0,04 мм. Суммарная жесткость шпиндельного узла при действии поперечной силы в плоскости шлифовального круга равна 2,5 кгс/мкм.

Альтернативным решением для подшипников качения и скольжения, а так же гидростатическим и аэростатическим опорам является **радиальный электромагнитный подшипник** или так называемый "**магнитный подвес**", когда ротор поддерживается в рабочем зазоре пндермоторными силами электромагнитной системы. Принципиально магнитные подшипники подразделяются на два типа: пассивные

и активные магнитные подшипники. Пассивные магнитные подшипники изготавливаются на базе постоянных магнитов, но такой подход далеко не идеален, поэтому используется он крайне редко. Более гибкие и широкие технические возможности открываются с подшипниками активными, в которых магнитное поле создается переменными токами в обмотках сердечников.

Конструктивно, радиальный электромагнитный подшипник (рис. 3.31) состоит из статора, представляющего собой композицию электромагнитов, расположенных в корпусе подшипникового узла; пассивного магнита, закрепленного на роторе; датчика положения ротора; страховочного подшипника. Ротор подвешивается в магнитном поле с помощью следящей системы, которая по сигналам датчика регулирует напряжение на катушках электромагнитов и удерживает ротор в центральном положении.

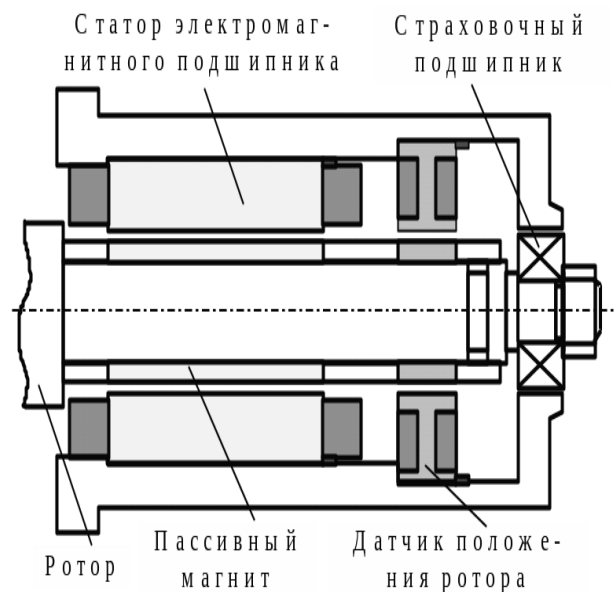


Рис. 3.31 Устройство электромагнитного подшипника

Внешний вид подшипника приведен на рис. 3.32.



Рис. 3.32 Внешний вид электромагнитного подшипника

На рис. 3.33 приведена функциональная схема системы управления одного канала управления я электромагнитного подшипника.

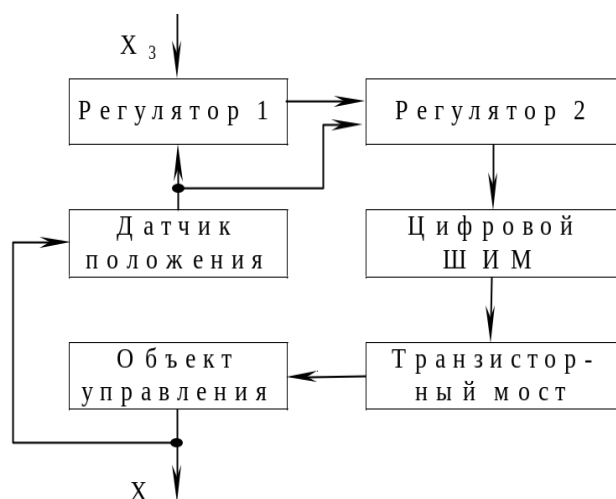


Рис. 3.33 Функциональная схема системы управления одного канала электромагнитного подшипника

Здесь под объектом управления понимается процесс перемещения ротора в магнитном поле электромагнитов, управляемых напряжением силового транзисторного преобразователя. Датчик положения ротора имеет цифровой выходной сигнал, который подается на инверсные входы двух последовательно включенных цифровых регуляторов. Регуляторы выполняются программно на однокристальной ЭВМ или программируемом контроллере. Для управления силовыми ключами

транзисторного моста служит цифровой широтно-импульсный модулятор (ШИМ). Наличие мощных силовых полупроводниковых приборов в современных условиях делает возможным создание надежных регулируемых источников питания для электромагнитных подшипников с высокой грузоподъемностью. Развитие средств цифровой микропроцессорной техники позволяет реализовать быстродействующие и точные системы стабилизации положения ротора.

Существующие отечественные образцы электромагнитных подшипников снабжены системами управления, выполненными на аналоговых элементах с применением целого ряда датчиков обратной связи (тока, ускорения и положения). Такие системы громоздки, неудобны в наладке, обладают минимумом диагностических возможностей и требуют специальной подготовки обслуживающего персонала. Иногда подход к технической реализации электромагнитной подвески роторов заключается в создании системы прямого цифрового управления электромагнитами подшипника. Такой подход к построению системы управления электромагнитными подшипниками отличается простотой технической реализации прямого цифрового управления. Структура системы, известная в технике следящих электроприводов как структурно-минимальный электропривод, позволяет получить высокое быстродействие при обработке внешних возмущений, абсолютную статическую точность и активное демпфирование вибраций. Цифровая реализация регуляторов дает возможность все настроечные операции производить с внешнего пульта управления или (при соответствующей доработке) автоматизировать процесс настройки. Системы прямого цифрового управления электромагнитными подшипниками могут быть выполнены миниатюрно на однокристальных контроллерах, специализированных больших интегральных микросхемах и относительно дешево.

Разработанная методика синтеза предлагаемых цифровых систем управления в совокупности со специализированным программным обеспечением позволяет реализовать точный параметрический синтез регуляторов при существенных колебательных свойствах объекта управления. В настоящее время такой подход применен к разработке и проектированию магнитных подшипников автомобильных и тракторных генераторов.

Замена подшипников скольжения на электромагнитные позволит резко увеличить срок службы и надежность электрической машины за счет устранения износа вращающихся деталей, упростит их эксплуатацию и обслуживание.

Создаваемые в электромагнитном подшипнике пондермоторные силы определяются по выражению:

$$\bar{P} = \mu \cdot \bar{H} \cdot (\bar{H} \cdot \bar{n}) - \frac{1}{2} \mu \cdot H^2 \cdot \bar{n} \quad (3.8)$$

Здесь \bar{H} - вектор магнитного поля; \bar{n} - нормаль к поверхности ротора; μ - магнитная проницаемость воздуха.

Магнитное поле создается катушкой, размещенной на статоре, поэтому направление поля близко к нормали и давление пондермоторных сил приводит к притяжению ротора к якорю. Поскольку подвеска ротора в стационарном поле магнитов в течение продолжительного времени невозможна, требуется наличие следящей системы, с помощью которой компенсируются отклонения ротора от теоретической оси вращения за счет обмена импульсом между ротором и полем. Время компенсации перемещения из закона сохранения количества движения равно:

$$\Delta t = \frac{r}{H} \sqrt{\frac{2\gamma \cdot l \cdot \Delta h}{\mu \cdot S}} \pi, \quad (3.9)$$

где γ - плотность материала ротора; r - радиус ротора; Δh - допустимое перемещение ротора; S - площадь полюсных наконечников; l - длина подшипника.

Подвеска валов и роторов наибольших размеров потребует использования малоинерционных устройств управления магнитным полем. В связи с этим электромагнитный подшипник следует реализовать с использованием трех секций, размещенных вдоль ротора (рис. 3.34) с применением в системе управления бесконтактных емкостных датчиков.

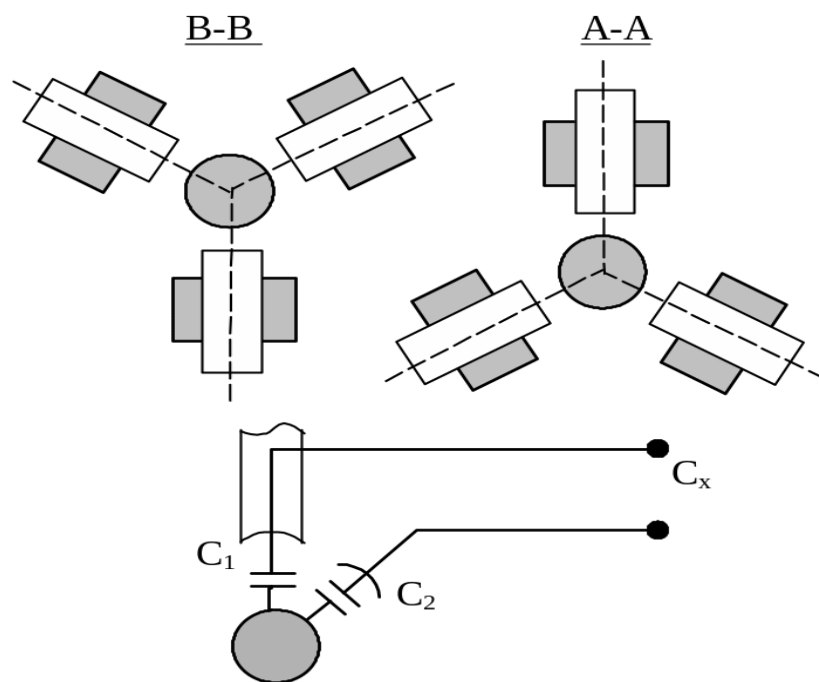
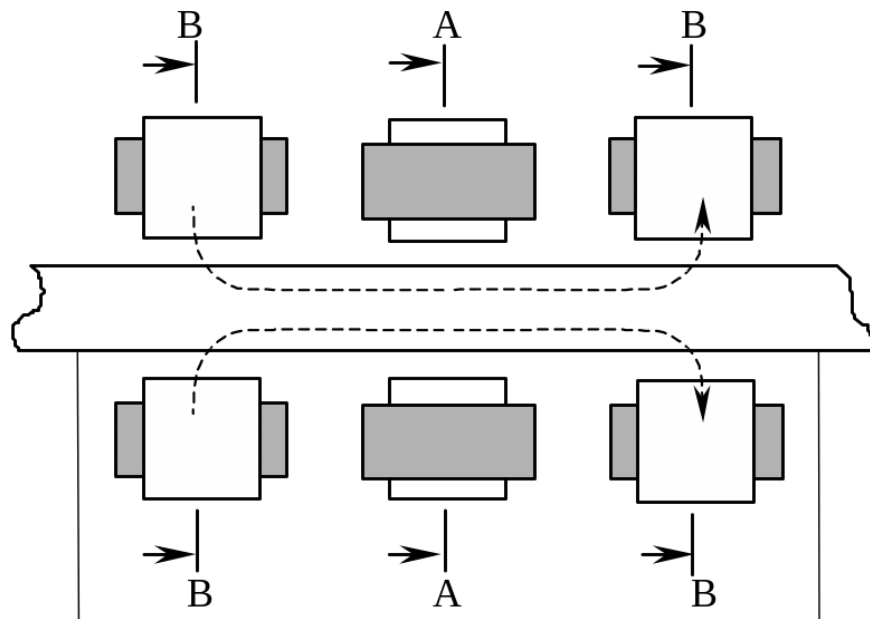


Рис. 3.34 Схема компоновки магнитного подвеса ротора автомобильного генератора

На рис. 3.35 представлена схема управления магнитным подвесом вала ротора генератора.

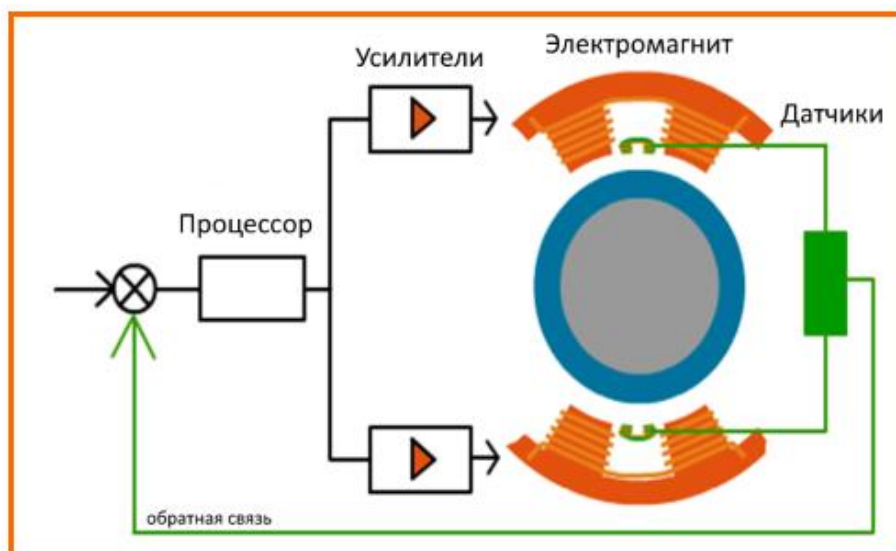


Рис. 3.35 Схема управления магнитным подвесом вала ротора генератора

При отклонении ротора будет изменяться зазор между ротором и датчиком, что сформирует измерительный сигнал. Результаты измерения поступают в вычислительное устройство, вырабатывающее команды управления. Силовые управляющие катушки по управляющему сигналу возвратят ротор на прежнее место. Расчеты стального ротора с размером вала в зоне магнитного поля около 80 мм показали, что при отклонении ротора на 100 мкм время реакции Δt составляет около 1 мс. Требуемая напряженность магнитного поля около 100 кА/м. Указанные величины вполне реализуемы.

Магнитным подшипникам присущи следующие замечательные качества:

- не нужна смазка, отсутствуют трущиеся части, следовательно, нет потерь на трение;
- крайне низкий уровень вибрации;
- высокая относительная скорость;
- малое энергопотребление;
- система автоматического контроля и мониторинга состояния подшипников;
- возможность герметизации.

Все эти достоинства делают магнитные подшипники лучшими решениями для множества применений: для валов газовых турбин, для криогенной техники, в высокооборотных электрогенераторах, для ва-

куумных устройств, для различных станков и другого, в том числе высокоточного и высокоскоростного (порядка 100000 оборотов в минуту) мехатронного оборудования, где важно отсутствие механических потерь, помех и погрешностей. Максимально возможная скорость вращения ротора в радиальном магнитном подшипнике ограничена лишь способностью ферромагнитных пластин ротора сопротивляться центробежной силе. Обычно предел окружной скорости составляет 200 м/с, в то время как для осевых магнитных подшипников предел ограничен стойкостью литой стали упора – 350 м/с с обычными материалами. От применяемых ферромагнетиков зависит и максимальная нагрузка, которую способен выдержать подшипник соответствующего диаметра и длины статора подшипника. Для стандартных материалов максимальное давление – 0,9 Н/см², что меньше чем у обычных контактных подшипников, однако проигрыш в нагрузке может быть компенсирован высокой окружной скоростью при увеличенном диаметре вала. Энергопотребление активного магнитного подшипника не очень велико. Наибольшие потери в подшипнике приходятся на вихревые токи, но это в десятки раз меньше чем та энергия, которая растрачивается при использовании в машинах обычных подшипников. Муфты, термоизоляционные барьеры и другие устройства исключаются, подшипники эффективно работают в условиях вакуума, гелия, кислорода, морской воды и т. д. Диапазон температур составляет от -253°С до +450°С.

Между тем есть у магнитных подшипников и недостатки. В первую очередь – необходимость применять вспомогательные страховочные подшипники качения, которые выдерживают максимум два отказа, после чего их нужно менять на новые. Во-вторых, сложность системы автоматического управления, которая при выходе из строя потребует сложного ремонта. В-третьих, температура обмотки статора подшипника при высоких токах повышается – обмотки греются, и им нужно персональное охлаждение, лучше если жидкостное. Наконец, материалоемкость бесконтактного подшипника оказывается высокой, потому что площадь несущей поверхности для поддержания достаточной магнитной силы должна быть обширной – сердечник статора подшипника получается большим и тяжелым. Плюс явление магнитного насыщения.

Но, несмотря на кажущиеся недостатки, магнитные подшипники уже достаточно широко применяются и так или иначе, начиная с середины прошлого века магнитные подшипники все время совершенствуются.

3.4. Механизмы преобразования движения в мехатронных модулях поступательного движения

Передача шестерня – рейка состоит из зубчатой рейки и зубчатого колеса (рис. 3.36), которые находятся в зацеплении.

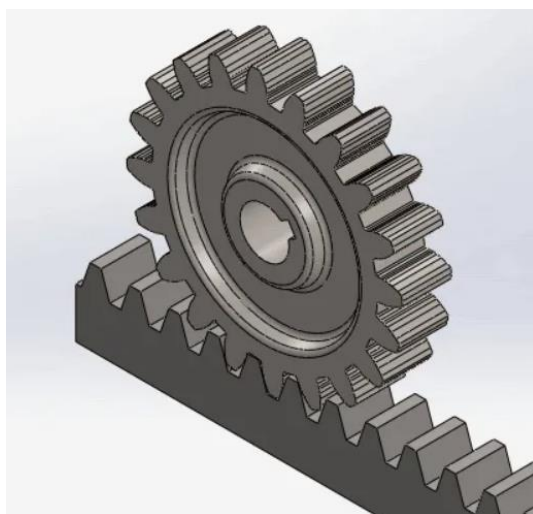


Рис. 3.36 Вид передачи шестерня-рейка

Зубчатая рейка и зубчатое колесо могут выполнять роли как ведущего, так и ведомого элемента передачи. Передача весьма проста в изготовлении и по своей конструкции, а поэтому надежна в эксплуатации. Кроме этого у реечной передачи достаточно высокий КПД (0,94 - 0,98). Составляющие реечной передачи изготавливаются из относительно недорогих углеродистых конструкционных или легированных сталей. К недостаткам реечной передачи можно отнести то, что ее передаточное число равно 1 и поэтому выигрыш в силе отсутствует. Основным размерным параметром реечной передачи является расстояние между зубьями рейки (шаг). $m=D/z$. Где m – это модуль звеньев передачи, D – диаметр делительный зубчатого колеса, а z – число зубьев колеса. В большинстве случаев применяются общепринятые значения модуля равные 0,5мм – 25мм.

Передача винт-гайка в основном предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное. Для преобразования поступательного движения во вращательное силовые передачи практически не используются из-за низкого КПД. В передаче используют пары винт – гайка скольжения (рис. 3,37, а) или качения (рис. 3.37, б).

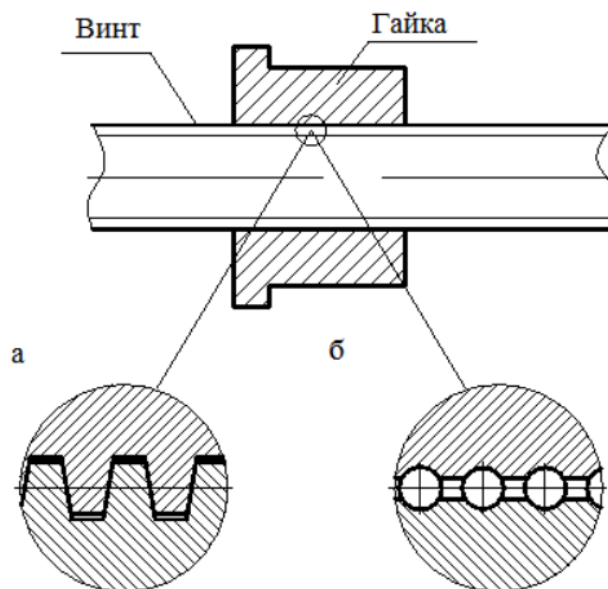


Рис. 3.37 Передачи винт-гайка: а –скольжения; б - качения

По схеме исполнения и конструктивным решениям передачи винт- гайка весьма разнообразны. В подавляющем большинстве конструкций гайка неподвижная, а винт совершает вращательное и поступательное движение, но встречаются винтовые передачи, в которых вращается гайка, а винт совершает лишь поступательное движение (некоторые домкраты и прижимы, механизмы изменения вылета кранов и др.). Достоинствами передачи винт-гайка являются возможность получения медленного поступательного движения при относительно больших частотах вращения; значительный выигрыш в силе; высокая точность перемещения; простота конструкции; малые габариты; возможность обеспечения самоторможения. К недостаткам передачи скольжения относятся большие потери на трение и соответственно сравнительно низкий КПД. Передачи качения лишены этого недостатка, но их конструкция сложнее, а стоимость выше.

Скорость поступательного перемещения гайки (винта) (м/с) определяется по выражению:

$$v = zPw/60\ 000, (3.10)$$

где z – число заходов резьбы; P – шаг резьбы, мм;

n – частота вращения винта (гайки), мин⁻¹.

Развиваемая передачей осевая сила F_a (Н) связана с вращающим моментом T (Нм) зависимостью:

$$F_a = 2 \times 10^3 \pi T \eta / (zP), \quad (3.11)$$

где η – КПД передачи.

В предварительных расчетах можно принимать: для передачи скольжения $\eta = 0,25–0,35$; для передачи качения $\eta = 0,9–0,95$.

Профиль резьбы в *передачах скольжения* выбирают в зависимости от требований к точности перемещений, КПД и технологичности. С целью повышения КПД в передачах винт-гайка скольжения используют резьбы, имеющие пониженный приведенный коэффициент трения. В силовых передачах скольжения при двустороннем направлении нагрузки наиболее частое применение находит стандартная трапецеидальная резьба. Требования к трапецеидальной резьбе установлены ГОСТ 9484 – 81 (профиль), ГОСТ 24738 – 81 (диаметры и шаги однозаходной резьбы), ГОСТ 24739 – 81 (диаметры, шаги и заходы многозаходной резьбы), ГОСТ 24737 – 81 (основные размеры однозаходной резьбы) Трапецеидальную резьбу в основном диапазоне диаметров выполняют с мелким, средним и крупным шагами. В силовых передачах применяют в основном резьбу со средним шагом. Мелкую резьбу применяют в механизмах, где требуется повышенная точность перемещений, например, в микрометрах, крупную – когда передача плохо защищена от пыли и грязи и подвержена сильному износу. Для самотормозящих передач применяют однозаходную резьбу, а для повышения скорости перемещения используют многозаходные резьбы. Упорную резьбу применяют при больших осевых нагрузках, действующих в одном направлении. Требования к упорной резьбе установлены ГОСТ 10177 – 82. Метрическую (треугольную) резьбу используют в передачах приборов и измерительных машин, где требуются малые перемещения с высокой точностью, а КПД не имеет существенного значения. Требования к метрической резьбе установлены ГОСТ 9150 – 2003 (профиль), ГОСТ 8724 – 2002 (диаметры и шаги), ГОСТ 16093 – 2004 (точность), ГОСТ 24705 – 2004 (основные размеры) – (Приложение 3). В передачах винт-гайка скольжения для повышения износостойко-

сти и снижения склонности к заеданию гайки изготавливают из материалов, обладающих антифрикционными свойствами, а материал винта должен обладать высокой твердостью. Поэтому для изготовления винтов применяют низколегированные стали 65Г, 40Х, 40ХГ с закалкой до твердости не менее 45 НRC и последующим шлифованием; стали 40ХФА, 18ХГТ с азотированием для уменьшения искажения формы и размеров винтов в результате закалки. Для тихоходных слабонагруженных винтов используют стали 30, 40, 45 и 50 ГОСТ 1050 – 88 без термической обработки. При малых скоростях вращения гайки изготавливают из малооловянной бронзы Бр.ОбЦ6С3, безоловянной бронзы Бр.А9Ж3Л, а также из антифрикционных чугунов АЧВ – 1, АЧК – 1, или серых чугунов СЧ15 и СЧ20 ГОСТ 1412 – 85.

Шариковая винтовая передача состоит из винта и гайки с нарезанными винтовыми канавками криволинейного профиля, служащими дорожками для шариков или роликов. Шариковинтовая передача предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное. В качестве ведущего звена используют как винт, так и гайку. В ходовых винтах наиболее широко применяют винтовые передачи с шариками (ШВП). Достоинства шариковинтовой передачи:

- высокий КПД (до 0,98);
- высокая осевая несущая способность при малых габаритах;
- равномерное поступательное перемещение с высокой точностью;
- значительный ресурс работы.

Недостатки:

- сложность конструкции гайки;
- необходимость высокой точности изготовления и защиты передачи от загрязнений;
- не обладает самоторможением.

Шариковинтовые передачи используют в исполнительных механизмах, в следящих системах, ответственных силовых передачах (мехатронные модули, станкостроение, робототехника и др.). Наибольшее распространение в винтовых шариковых передачах получила резьба с полукруглым профилем, позволяющая создавать конструкции ШВП с регулируемым натягом (рис. 3.38).

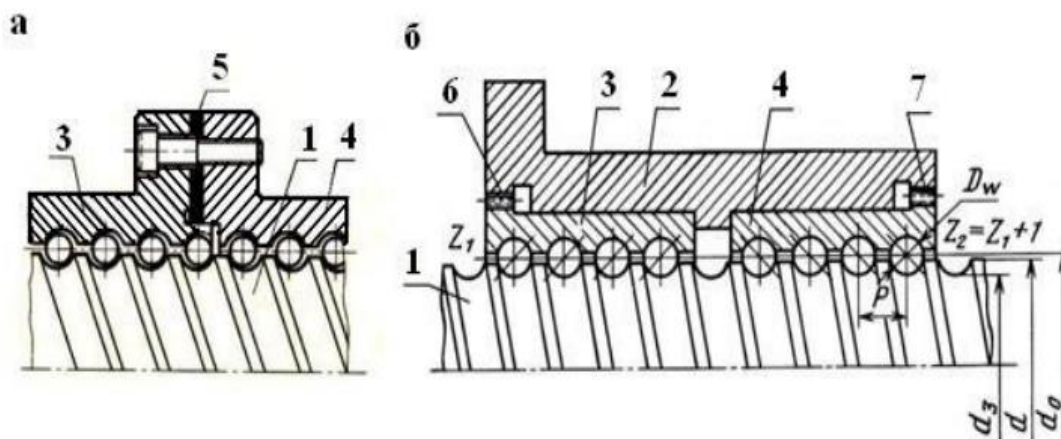


Рис. 3.38 Конструкция ШВП с регулируемым натягом:
 1 – винт; 2 – корпус гайки; 3,4 – гайки; 5 – прокладки; 6,7 –
 зубчатые муфты

Предварительный натяг служит для устранения осевого зазора в сопряжении винт – гайка, повышения осевой жесткости и точности перемещения ведомого звена ШВП. Конструктивно натяг при канавках полукруглого профиля осуществляется установкой двух гаек, размещенных в одном корпусе с последующим относительным осевым их смещением. Смещение гаек происходит установкой прокладок между ними (рис. 3.38, а) или их относительным угловым поворотом (рис. 3.38, б). Соединение гаек 3 и 4 с корпусом 2 выполнено зубчатыми муфтами 6 и 7, у которых наружные зубья нарезаны на фланцах, а внутренние – в корпусе. Числа зубьев z_1 и z_2 муфт отличаются на единицу, что позволяет поворачивать одну гайку относительно другой на малый угол, осуществляя осевое смещение на очень малую величину. Поворот гаек выполняют вне винта на специальной оправке. При вращении винта шарики движутся по винтовым канавкам, поступательно перемещают гайку и, выкатываясь из канавок резьбы, через канал возврата возвращаются в исходное положение. Таким образом, во время работы движение шариков происходит по замкнутой траектории внутри гайки. Наиболее распространена конструкция ШВП, в которой канал возврата соединяет два соседних витка (рис. 3.39). Число рабочих витков в гайке от 1 до 6.

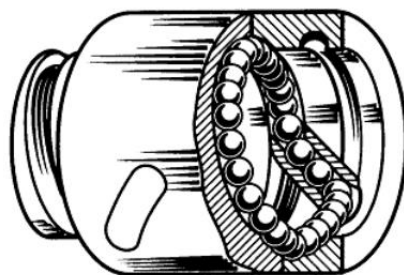


Рис. 3.39 Устройство возврата шариков

Винты изготавливают из легированных сталей марок ХВГ, 8ХВ, 20Х3МВФ; гайки: ШХ15, ХВГ, 18ХВГ, 12ХН3А. Шарики изготавливают из хромистых сталей марок ШХ15 и ШХ20СГ. Материалы винта, гайки и тел качения должны иметь твердость поверхности не ниже 61 НРС. Полости гайки при сборке заполняют пластичным смазочным материалом марки ЦИАТИМ – 201 или ЦИАТИМ – 203. Основные геометрические параметры и силовые характеристики шариковинтовых передач регламентированы отраслевыми стандартами (табл.3.2):

P – шаг резьбы;

D_w – диаметр шарика, $D_w = 0,6 \cdot P$;

z – число заходов резьбы (обычно $z = 1$);

d_0 – номинальный диаметр резьбы;

d – наружный диаметр резьбы винта, $d = d_0 - 0,35 \cdot D_w$;

d_3 – внутренний диаметр резьбы винта, $d_3 = d_0 - 1,012 \cdot D_w$;

ψ_0 – угол подъема винтовой линии на диаметре d_0 :

$\psi_0 = \arctg[P \cdot z (\pi \cdot d_0 /)]$;

S_{a0} – статистическая грузоподъемность – статистическая центральная осевая нагрузка, которая соответствует расчетному контактному напряжению в зоне контакта шарика, равному 3000 Мпа;

S_a – динамическая грузоподъемность – постоянная центральная осевая нагрузка, которую шариковинтовая передача может воспринимать при базовом ресурсе. Причины выхода из строя шариковинтовых передач:

1. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей дорожек и шариков под действием переменных контактных напряжений. Усталостное повреждение в виде выкрашивания, образования раковин или отслаивания является основным видом разрушения ШВП в обычных условиях при хорошем смазывании и защите от попадания абразивных частиц.

2. Смятие рабочих поверхностей и тел качения (лунки и вмятины) из-за местных пластических деформаций под действием вибрационных, ударных и значительных статических нагрузок.

3. Изнашивание вследствие повышенного скольжения в контакте тел качения с винтом и гайкой или плохой защиты ШВП от попадания абразивных частиц. Для уменьшения износа винты защищают телескопическими трубами или гофрированными чехлами, а на гайке предусматривают устройство для очистки резьбы от загрязнений.

Таблица 3.1 Параметры шариковых передач винт-гайка

Средний диаметр D_{pw} , мм	Шаг резьбы P , мм	Диаметр шарика D_w , мм	Радиальный зазор, мм	Грузоподъемность статическая, $C_{\alpha 0}$, Н	Грузоподъемность динамическая C_{α} , Н
25	5	3	0,067 – 0,093	28100	16580
32	5	3	0,064 – 0,096	37500	17710
40	5	3	0,064 – 0,096	49400	19170
40	6	3,5	0,059 – 0,101	56400	23700
40	10	6	0,119 – 0,161	85900	54700
50	5	3	0,059 – 0,101	62800	20640
50	10	6	0,117 – 0,163	112500	57750
50	12	7	0,137 – 0,183	119900	65400
63	10	6	0,115 – 0,165	149700	62030
80	10	6	0,113 – 0,167	197700	66880
80	20	10	0,193 – 0,247	297600	143400

Роликовинтовая передача винт – гайка – это относительно новый вид передач винт - гайка. Конструктивно роликовинтовая пара состоит из непосредственно винта и гайки [15]. Внутри гайки по окружности расположены параллельные винту ролики (рис. 3.40). При вращении винта 1 ролики 3 обкатываются по резьбовой поверхности гайки 2 и при определенном подборе углов подъема резьбы роликов, винта и гайки, последняя перемещаться в осевом направлении. Особенность

данного механизма необычайно оригинальна – нагрузка передается от гайки к винту одновременно через все ролики.

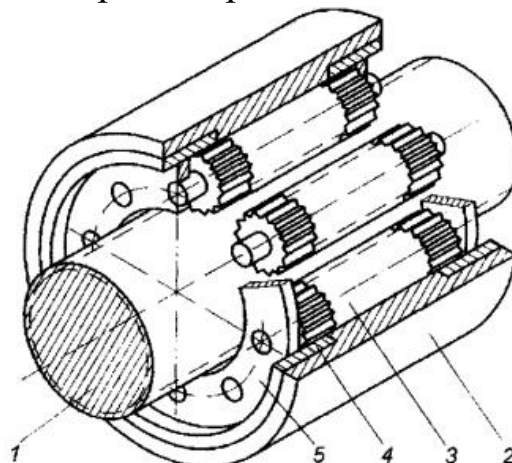


Рис. 3.40 устройство планетарной роликовинтовой передачи:

1 – винт; 2 – гайка; 3 – резьбовые ролики; 4 – втулка уплотнителя; 5 - сепаратор

Стоит отметить, что большая площадь контакта резьбы винта, внутренней поверхности гайки и роликов способствует значительному увеличению грузоподъемности и долговечности всей системы. В данной паре подшипниковая сталь обычно подвергается термической обработке, которая вкупе с механической обработкой обеспечивает оптимальную геометрию (что очень важно для данной передачи), а также высокое качество и надежность.

Существует 2 основных типа роликовинтовых передач:

- планетарные (резьбовые ролики-сателлиты движутся без непосредственной рециркуляции, этим самым обеспечивая высочайшую прочность, скорость, надежность);

- рециркуляционные (не резьбовые ролики с кольцевыми канавками обеспечивают идеальное сочетание грузоподъемности, осевой жесткости и минимально возможного шага резьбы для позиционирования с высочайшей точностью.

Ролики могут проскальзывать вдоль витков резьбы винта. При проскальзывании роликов передача работает как обычная передача винт – гайка скольжения, где роль гайки выполняет блок роликов. Для выборки зазоров в резьбе гайки выполняют из двух половин. При поджатии в осевом направлении гаек 3 выбирается зазор не только в резь-

бовом сопряжении гаек 3 с роликами 2, но и за счет радиального смещения ролика 2 к винту 1 выбирается зазор в резьбовом сопряжении ролика с винтом.

Роликовинтовые передачи с рециркуляцией роликов обладают всеми преимуществами планетарных передач, такими как прочность и надежность. Но в отличие от них имеют необычайно высокую точность позиционирования и невероятно малое разрешение перемещения. Эти качества обеспечиваются благодаря крайне малому шагу резьбы (мин. 0,6 мм). С помощью рециркуляционных роликовинтовых передач можно упростить конструкцию механического привода и увеличить его жесткость. Они часто используются в современном высокотехнологичном оборудовании, где необходимы стабильные высокие характеристики. Рециркуляционные РВП доступны с различным диаметром и шагом резьбы. Их высокое передаточное отношение позволяет минимизировать требуемый крутящий момент, что увеличивает точность и эффективность. Материалы деталей: винты выполняют из конструкционных сталей таких как: сталь 45, 40Х, 50 и др. Гайки обычно делают из оловянистых или безоловянистых бронз, латуней, а также антифрикционных чугунов.

Гидростатическая передача винт-гайка работает в условиях жидкостного трения. На боковых поверхностях резьбового профиля гайки выполняют карманы (рис. 3.41), к которым через отверстия в гайке подводится под давлением смазочная жидкость (обычно индустриальное масло).

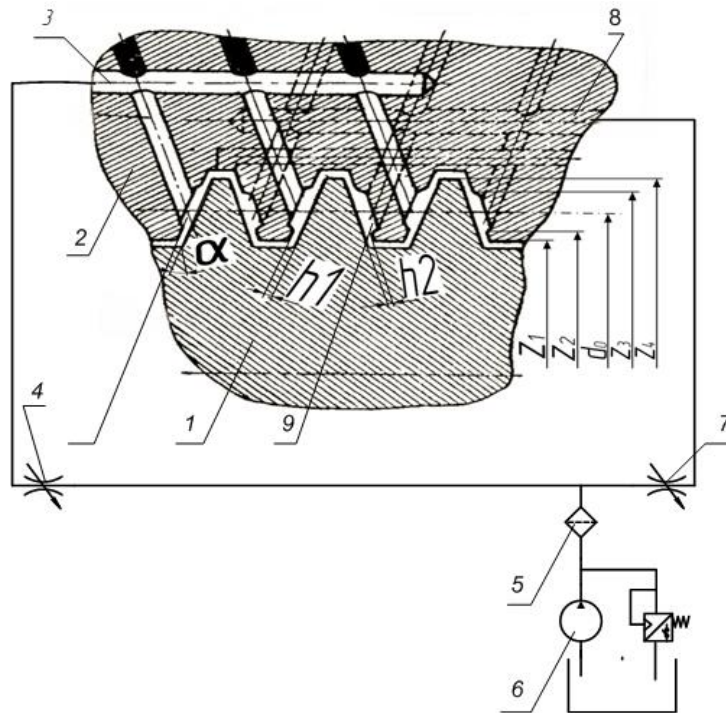


Рис. 3.41 Гидростатическая передача винт-гайка: 1 – ходовой винт; 2 – гайка; 3,8 – канал; 4,7 – дроссель; 5 – фильтр; 6 – насос; 10 – карман

Независимый подвод жидкости через дроссели к противоположным боковым сторонам профиля резьбы обеспечивает восприятие большой осевой нагрузки. Для обеспечения достаточно большой нагрузочной способности высоту профиля резьбы берут в 2 раза больше чем для стандартных трапецеидальных резьб. Минимально достижимая величина бокового зазора в резьбовом соединении при тщательной притирке лежит в пределах 10...15 мкм. Давление масла целесообразно выбирать не более 3...4 МПа.

Исходные данные для расчета гидростатической винтовой передачи следующие: принятые конструктивные параметры винтовой пары (длина винта, способ установки винта в опорах, приближенные размеры резьбовой поверхности); значения максимальной осевой нагрузки (тяговой силы) на передачу; ряд частот вращения винта (гайки); принятый расчетный эксцентриситет; марка используемой рабочей жидкости (масла).

Преимуществами перед рассмотренными выше конструкциями передач винт -гайка, работающими с трением скольжения или качения, являются следующие:

- отсутствие износа;

- механизм безлюфтовый, т. к. резьбовой зазор заполнен масляным слоем, жесткость которого превышает контактную жесткость передачи винт-гайка скольжения;

- малое значение коэффициента трения и, следовательно, высокий КПД - 0,99;

- возможность корректировать погрешности винтовой поверхности за счет изменения давления с разных сторон витка;

- возможность изготовления деталей из легко обрабатываемых материалов;

- хорошее демпфирование позволяет вести обработку с ударными нагрузками.

Недостатками конструкции являются сложность гидравлической аппаратуры, высокие требования к фильтрации масла и отсутствие самоторможения.

Основное требование к конструкции - обеспечение определенного расположения гайки относительно винта, которое обеспечивается самоустанавливающейся гайкой с центрированием по винту принудительной посадкой или силовым уравниванием.

Резьбовая поверхность винтовой пары представляет собой трапецеидальную резьбу с увеличенным в два раза профилем по сравнению со стандартным.

Магнитная передача винт-гайка является элементом сверхточного линейного силового привода, перспективного для использования в мехатронике, системах позиционирования, точной механике [5]. В данном приводе удастся продуктивно сочетать реальный нанометровый уровень точности с неограниченно большими ходами и исключительно высокими силовыми характеристиками – жесткостью, развиваемым усилием

Принцип действия любой магнитной передачи в концептуальном отношении поясняет рис. 3.42, на котором изображены две пары прямоугольных разноименных полюсов магнитов 1, 2, размещенные с зазором 3 и смещением в латеральном направлении 4.

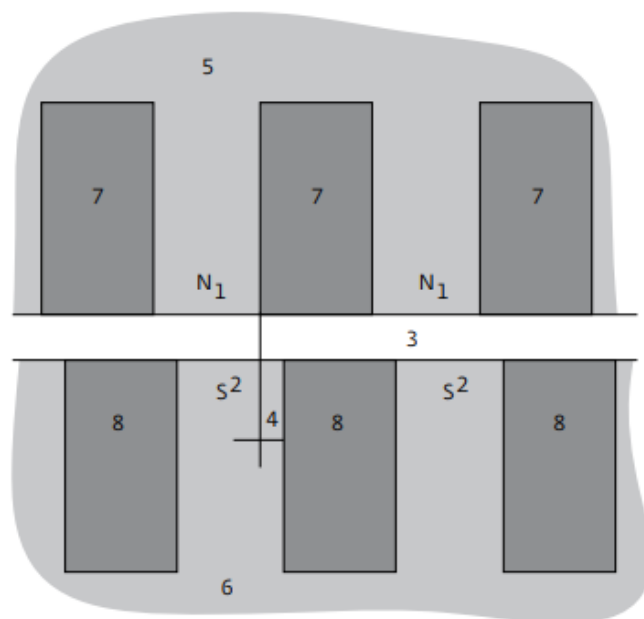


Рис. 3.42 Система магнитных полюсов магнитной передачи винт-гайка: 1,2 – разноименные полюса магнита; 3 – зазор; 4 – смещение в латеральном направлении; 5 – винт; 6 – гайка; 7 – канавка резьбы винта; 8 – канавка резьбы гайки

На полюса действует сила, латеральная (боковая) составляющая которой (на рисунке слева направо) старается выставить полюса друг против друга (для целей привода она полезна), и сила притяжения, которая стремится притянуть полюса друг к другу (вредна из-за угрозы потери бесконтактности). В рассматриваемом случае полюса являются гребнями резьбы соответственно винта 5 и гайки 6. Латеральная сила движет гайку при вращении винта, а нормальная стремится "прилепить" гайку к винту. Для того чтобы избежать в паре механического контакта, канавки резьбы винта 7 и гайки 8 заполняют немагнитным компаундом, а в образовавшийся зазор 3 подается с дросселированием сжатый газ, на пленке которого винт "всплывает", чем полностью устраняется контакт и трение в магнитной паре.

Конкурентами магнитной винтовой пары являются системы прямого привода с линейным электродвигателем и приводы с гидростатической винтовой передачей. В этом ряду привод с магнитной парой занимает особое место, сочетая основные достоинства конкурентов, и избегая их характерных проблем. Прямой привод весьма популярен, его производят многие фирмы, и некоторыми специалистами он считается чем-то вроде "абсолютного оружия" в сфере линейного привода с субмикронной точностью. Приводы с гидростатической винтовой передачей – несколько более редкая технология. Концептуально магнитная

пара ближе к гидростатической винтовой передаче: в обоих случаях используется непрямой (open loop) привод с исключительно точным силовым механизмом преобразования движения и контролем только угловой координаты винта.

3.5. Направляющие в механизмах поступательного перемещения

Направляющими называют устройства, обеспечивающие заданное относительное движение элементов механизма. В мехатронных модулях различного назначения в основном применяют направляющие для поступательного движения. Направляющие для поступательного перемещения используют тогда, когда необходимо осуществить перемещение одного конструктивного элемента или детали относительно другого с заданной точностью [22]. К направляющим предъявляются следующие требования:

- обеспечение плавности перемещения;
- минимальная величина силы трения;
- большой ресурс работы;
- высокая износостойкость;
- высокая жесткость, характеризуемая величиной контактных перемещений на рабочих гранях направляющих под действием внешних нагрузок и являющаяся составной частью общей жесткости несущей системы станка;
- высокие демпфирующие свойства;
- способность к перемещению при резких перепадах температуры.

На практике получили применение направляющие с различным характером трения – направляющие смешанного трения, направляющие жидкостного трения, направляющие скольжения и качения; аэро-статические и гидростатические направляющие.

Каждый из перечисленных типов, направляющих обладает определенными достоинствами и недостатками, совокупность которых предопределяет целесообразную область их использования.

Направляющие смешанного трения характеризуются высоким и непостоянным по величине трением. Существенную разницу для этих направляющих составляет рубежное значение силы трения покоя (силы трогания) по сравнению с трением движения, которое, в свою

очередь, сильно зависит от скорости скольжения. Значительное трение в направляющих смешанного трения вызывает износ и снижение долговечности направляющих этого типа. Главные достоинства направляющих смешанного трения – высокая контактная жесткость и хорошие демпфирующие свойства. Кроме того, эти направляющие обеспечивают надежную фиксацию подвижного узла после его перемещения в заданную позицию.

Наиболее целесообразная область применения направляющих смешанного трения – прецизионные станки с малыми нагрузками и соответственно малым износом рабочих граней направляющих, а также направляющие для редких установочных перемещений.

Направляющие жидкостного трения осуществляются в станках главным образом в виде гидростатических направляющих, так как для создания гидродинамических давлений скорости движения, как правило, недостаточны. Чисто вязкое трение в гидростатических направляющих полностью устраняет потерю устойчивости и возможность скачкообразного движения при малых скоростях. Кроме того, направляющие жидкостного трения обеспечивают исключительно высокую чувствительность при позиционировании и отработке малых перемещений. В направляющих жидкостного трения отсутствует износ, долговечность их практически не ограничена. Достоинством гидростатических направляющих является также высокое демпфирование. Недостатки направляющих жидкостного трения связаны с необходимостью сложной системы циркуляции, сбора и тщательной очистки смазочной жидкости, а также с трудностями фиксации подвижного узла после его перестановки в заданную позицию. Жесткость направляющих жидкостного трения несколько ниже жесткости направляющих других типов.

Наиболее целесообразная область применения направляющих жидкостного трения – станки с высокими требованиями к точности и шероховатости поверхностей обрабатываемых деталей.

К недостаткам **аэростатических направляющих** следует отнести их склонность к автоколебаниям, небольшую грузоподъемность и не столь высокую надежность, как у других типов направляющих. Область применения аэростатических направляющих – точное позиционирование слабо нагруженных узлов и различные вспомогательные пе-

ремещения, а также движение с особо высокими скоростями. Аэростатические направляющие по сравнению с направляющими жидкостного трения имеют значительно меньшее трение при движении, а при прекращении подачи воздуха

обеспечивается надежная фиксация подвижного узла. Кроме того, при аэростатических направляющих нет необходимости в циркуляционной системе подачи воздуха.

Направляющие с трением скольжения и качения по характеру (виду) воспринимаемой нагрузки подразделяют на открытые и закрытые. К открытым относят направляющие, у которых для замыкания силовой цепи используют дополнительные прижимные усилия (масса подвижной детали, усилие плоскости или спиральной пружины, мембраны). Закрытыми являются направляющие, у которых замыкание силовой цепи происходит с использованием конструктивных факторов. Направляющие в зависимости от формы исполнения рабочих поверхностей делят на цилиндрические, призматические, Н-, П-, Т-образные, в том числе призматические направляющие типа “ласточкин хвост”.

По конструктивному исполнению направляющие с трением скольжения проще направляющих с трением качения и меньше их по габаритным размерам. При соответствующем выборе материалов они испытывают незначительное влияние температурных перепадов. Основной их недостаток – относительно большие потери на трение. Направляющие с трением скольжения изготавливают из стали марок 40, 50, У8А, чугуна марок СЧ12-28, СЧ15-32, бронзы БрОС10-2, БрОЦС, латуни. Предпочтительны следующие сочетания материалов: сталь-бронза, сталь-латунь, сталь-чугун. Если мехатронный модуль работает при резких перепадах температуры, то для сопряжения деталей направляющих рекомендуют выбирать материалы с близкими значениями теплового коэффициента линейного расширения.

Конструктивная схема призматической открытой направляющей с трением скольжением приведена на рис. 3.43, б, где по цилиндрическим направляющим 1, закрепленным на цилиндрическом основании 3, перемещается каретка 2 с призматическими рабочими поверхностями.

а) _{1 2 3} б) _{1 2 3}

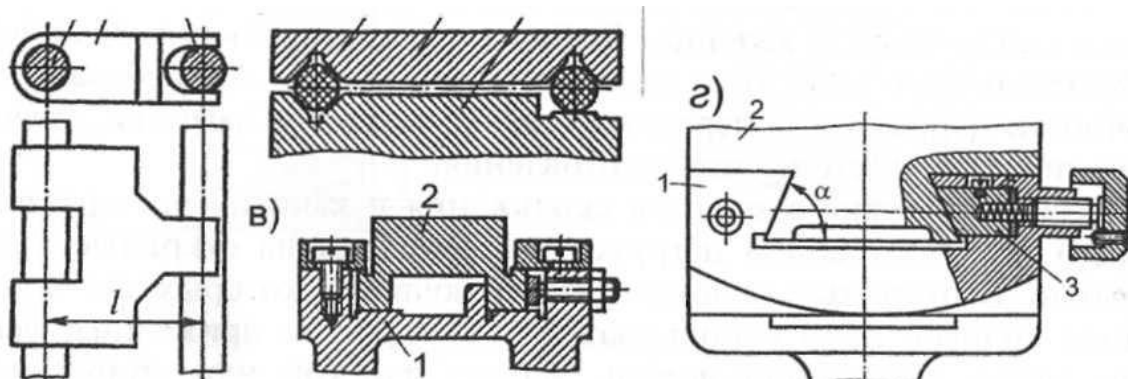


Рис. 3.43 Направляющие скольжения

На схеме (рис. 3.43, а) по цилиндрическим направляющим 1-3 перемещается ползун 2 с цилиндрической и плоской рабочими поверхностями; по прямоугольным призматическим направляющим 1 (рис. 3.43,в) перемещается П-образная призма 2; по призматическим направляющим 1 типа “ласточкин хвост” с углом профиля α (обычно $\alpha=30^0$) перемещается призма 2. Для призматических направляющих типа “ласточкин хвост” требуется тщательная сборка и регулировка, так как при незначительном перекосе деталей возможно заедание направляющих.

Схемы направляющих закрытого типа приведены на рис. 3.43а, в, г и рис. 3.44, а-г.

Цилиндрические направляющие 1 изготавливают без устройства от осевого проворачивания (рис. 3.44, а) и с устройством в виде планки 2 (рис. 3.44, б, в) или штифта 2 с головкой, входящей в паз корпуса (рис. 3.44, г).

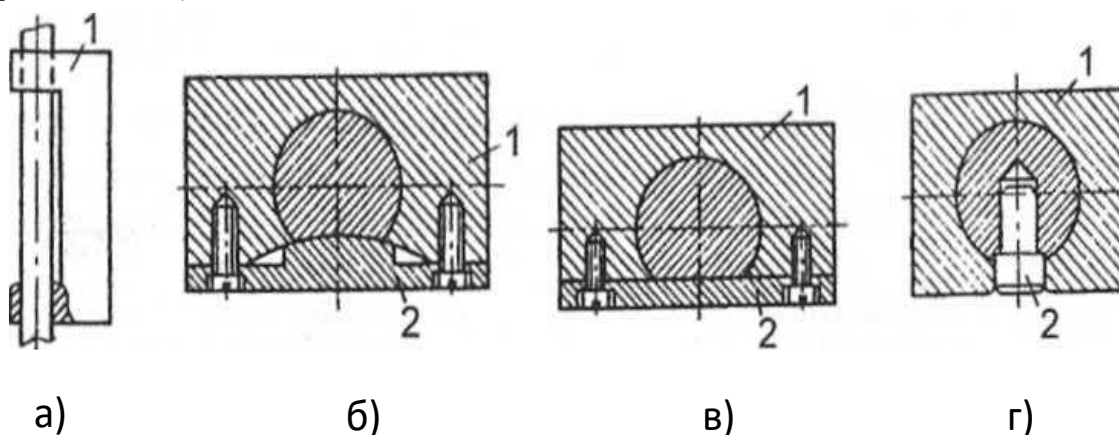
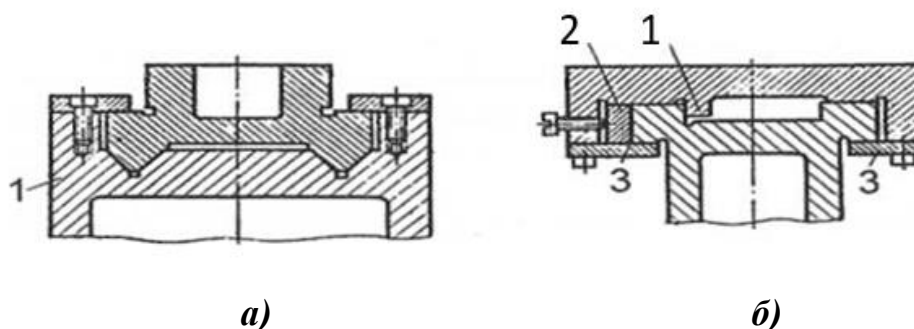


Рис.3.44 Направляющие скольжения закрытого типа

В призматических направляющих применяют призмы 1 с трапецевидным (рис. 3.45,а) прямоугольным или треугольным сечением.



а) б)
Рис. 3.45 Призматические направляющие

Регулировку зазоров в направляющих проводят с помощью планок или «сухариков». На схеме (рис. 3.45, б) сдвиг направляющих в боковом направлении устраняют с помощью выступа 1 и планки 2, а вертикальное перемещение – с помощью двух планок 3.

Для проверки правильности выбора посадки и класса точности сопрягаемых деталей направляющих проводят проверочный расчет по формуле:

$$\Delta = D_1(1 \pm \alpha_1(t - t_0)) - D_2(1 \pm \alpha_2(t - t_0)), \quad (3.12)$$

где Δ – минимальный зазор при данной температуре, мм; D_1 – наименьший при данном допуске диаметр (или линейный размер) охватывающей детали, мм; D_2 – наибольший при данном допуске диаметр (или линейный размер) охватываемой детали, мм; t_0 и t – соответственно начальная и конечная температура, град, направляющих; α_1 и α_2 – коэффициенты линейного расширения материалов сопрягаемых деталей (табл. 3.3).

Таблица 3.3 Коэффициент α линейного расширения

Материал	Коэффициент $\alpha \times 10^6$
Сталь:	
незакаленная	11,5...12
закаленная	11,5...12
легированная	20
Хром	9
Чугун	10,4
Бронза	17...18

Латунь	18,5...19,8
Медь	17
Серебро	19...19,7
Оргстекло	13

Знак «плюс» берут в том случае, когда $t_0 < t$, знак «минус» - при $t_0 > t$. Посадка считается допустимой, если $\Delta \geq 0$. В случае заклинивания ($\Delta < 0$) следует назначить более свободную посадку или применять материалы, имеющие одинаковые или мало различающиеся между собой температурные коэффициенты линейного расширения. В отдельных случаях можно уменьшить ширину или диаметр направляющих, но при этом должны соблюдаться требования жесткости и износостойкости конструкции.

Для предупреждения возможности заклинивания и уменьшения потерь на трение в направляющей необходимо, чтобы равнодействующая Q всех сил сопротивления (кроме сил трения) и движущая сила F (рис. 3.46) действовали по линии направления перемещения в плоскости направляющих и длина l направляющей превышала ширину H ползуна, т.е. $l = (2...3) H$.

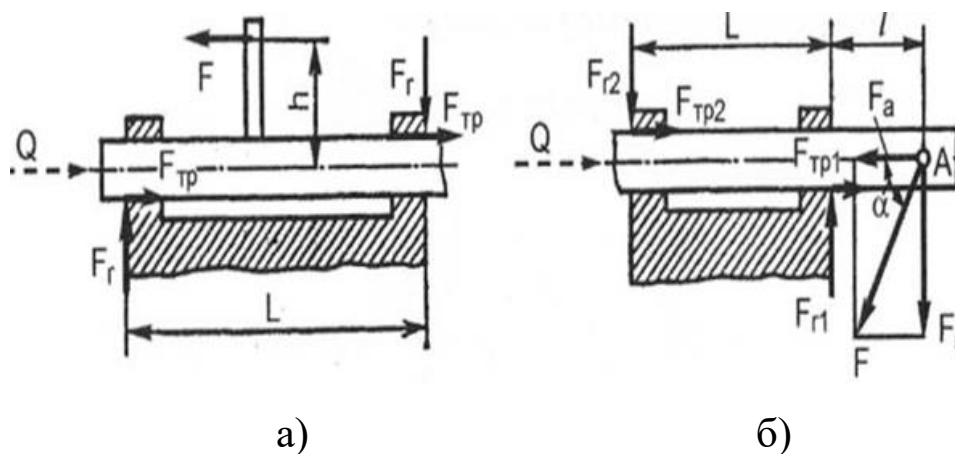


Рис. 3.46 Схемы действия сил

При использовании направляющих возможно появление перекоса, который зависит от длины L между направляющими и плеча h приложения силы F и ее направления, что приводит к заклиниванию. Если сила F приложена к ползуну на плече h параллельно направлению перемещения, то она создает момент $M = F \cdot h$, уравновешиваемый моментом пары сил, образованных реакциями F_r в опорах.

Направляющие с трением качения применяют в тех случаях, когда требуется обеспечить легкость и плавность движения. По сравнению с направляющими трения скольжения эти направляющие имеют меньшие потери на трении, долговечны, малочувствительны к перепадам температуры.

Направляющие с трением качения изготавливают из закаленных сталей марок ШХ15, 40Х, У8А, У10А, ХВГ, 38ХМЮА.

Направляющие с трением качения по форме тел качения делят на шариковые и роликовые. В качестве промежуточных элементов качения в шариковых направляющих используют шарики, в роликовых – цилиндрические и конические ролики, которые помещают между подвижной и неподвижной деталями направляющих. Для удержания шариков или роликов на определенном расстоянии друг от друга применяют сепараторы, изготовленные из латуни или текстолита. Иногда применяют стандартные шариковые или роликовые подшипники. В зависимости от способа установки шариков или роликов различают направляющие с перекатывающимися и вращающимися вокруг своей оси шариками. В направляющих с перекатывающимися шариками при перемещении каретки 1 шарики 2 перекатываются по основанию 3 и оси тел качения перемещаются как относительно каретки, так и относительно основания (рис. 3.47, а). В направляющих с вращающимися шариками тела качения 2 закреплены на осях и при перемещении каретки 1 вращаются в своих гнездах, а оси тел остаются неподвижными относительно каретки и основания 3 (рис. 3.47, б).

Анализ направляющих с перекатывающимися и вращающимися шариками показывает, что теоретическая длина L_1 каретки и основания в случае применения перекатывающихся шариков равна:

$$L_1 = L + \frac{S}{2}, \quad (3.13)$$

где L – расстояние между центрами шариков, S – ход каретки, а в случае вращающихся шариков:

$$L_1 = L + S. \quad (3.14)$$

Следовательно, в мехатронных модулях с большими перемещениями подвижных звеньев более целесообразна конструкция, в которой тела качения перемещаются вместе с подвижной кареткой, что позволяет уменьшить ее длину.

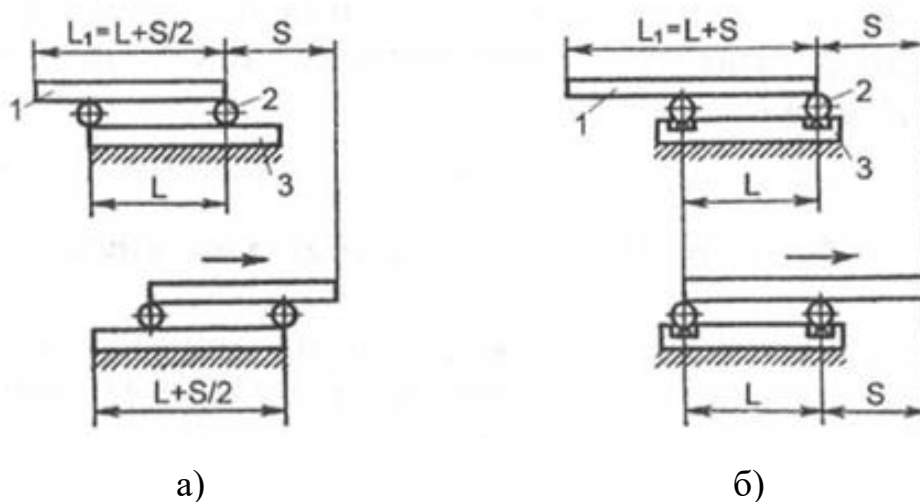


Рис. 3.47 Направляющие с перекатывающимися шариками

В то же время при установке шариков во вращающихся гнездах исключается влияние погрешности формы поверхности основания. Поэтому такие направляющие при прочих равных условиях обеспечивают более высокую точность перемещения каретки.

Для направляющих с трением качения отсутствие заклинивания определяют по тем же формулам, что и для направляющих с трением скольжения, только вместо коэффициента f трения скольжения в формулы подставляют коэффициент f_k трения качения. Существенными факторами, оказывающими отрицательное влияние на работу направляющих с трением качения, являются зазоры между сопряженными через тела качения поверхностями каретки и основания. В открытых направляющих зазоры выбирают автоматически, а в закрытых требуется их регулировка.

На рис. 4.48 приведена конструктивная схема закрытой шариковой направляющей с сепараторами 2, в которой регулировку зазора между шариками 1 и кареткой 3 проводят при помощи перемещения одной или двух планок 4 с последующим их закреплением винта 5.

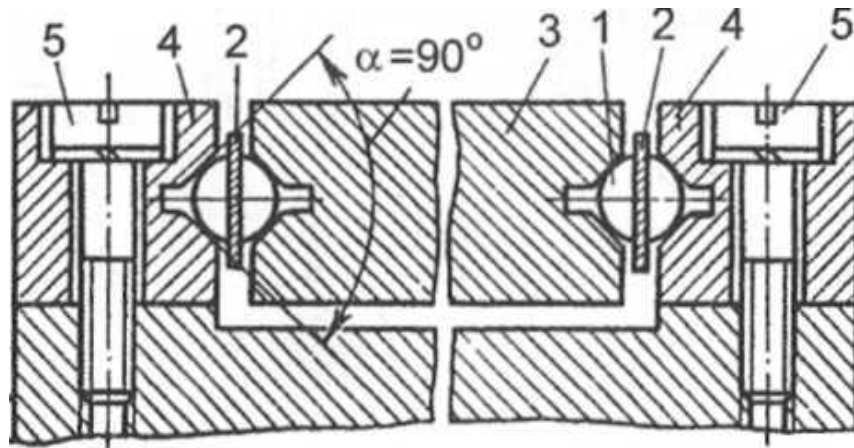


Рис. 3.48 Закрытая шариковая направляющая

В роликовых направляющих основной деталью является ролик, который может перекачиваться по цилиндрической или плоской поверхности. В качестве роликов иногда используют стандартные радиальные подшипники. В роликовых направляющих (рис. 4.49, а) ролики 1 перекачиваются по цилиндрической поверхности 2. Для обеспечения контакта всех роликов с направляющими должна быть предусмотрена специальная регулировка, один из вариантов которой показан на рис. 4.49, б. Ролик 4 укрепляют на оси 1 с эксцентриситетом $e = 0,2 \dots 0,5$ мм. Окончательно гайки 2 и 3 закрепляют после регулирования положения ролика.

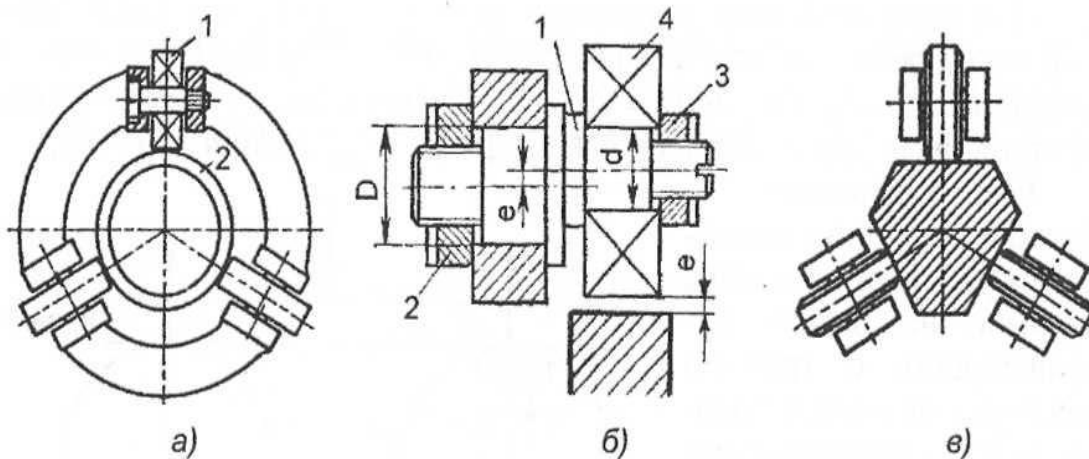


Рис. 3.49 Роликовые направляющие

Для направляющих (рис. 4.49, в) ролики с эксцентричными осями необязательны, так как каждый ролик удерживается в отдельной державке. Регулирование осуществляют за счет перемещения державок в пределах зазоров в проходных отверстиях под крепежные винты. На рис. 4.50 ,а, б, в приведены конструктивные схемы роликовых направляющих закрытого типа. В последнее время применяют более экономичные шариковые направляющие линейного перемещения, которые уменьшают габаритные размеры конструкции, массу и общую стоимость мехатронного модуля.

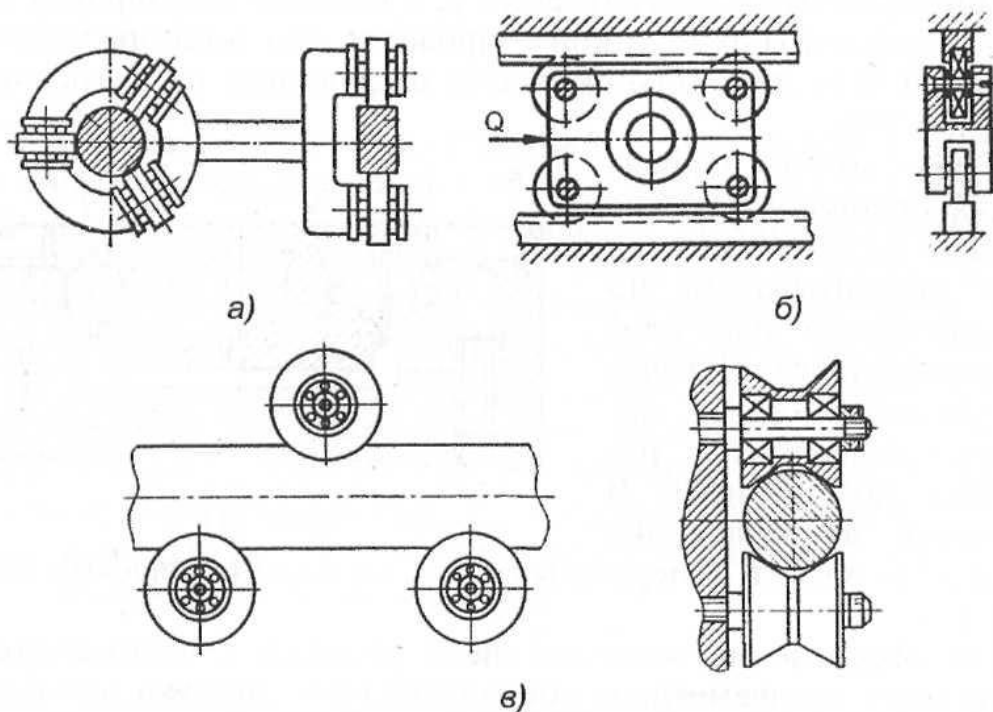


Рис. 3.50 Роликовые направляющие закрытого типа

На рис. 3.51 представлены шариковые LM – направляющие, предназначенные для обеспечения прямолинейного перемещения.

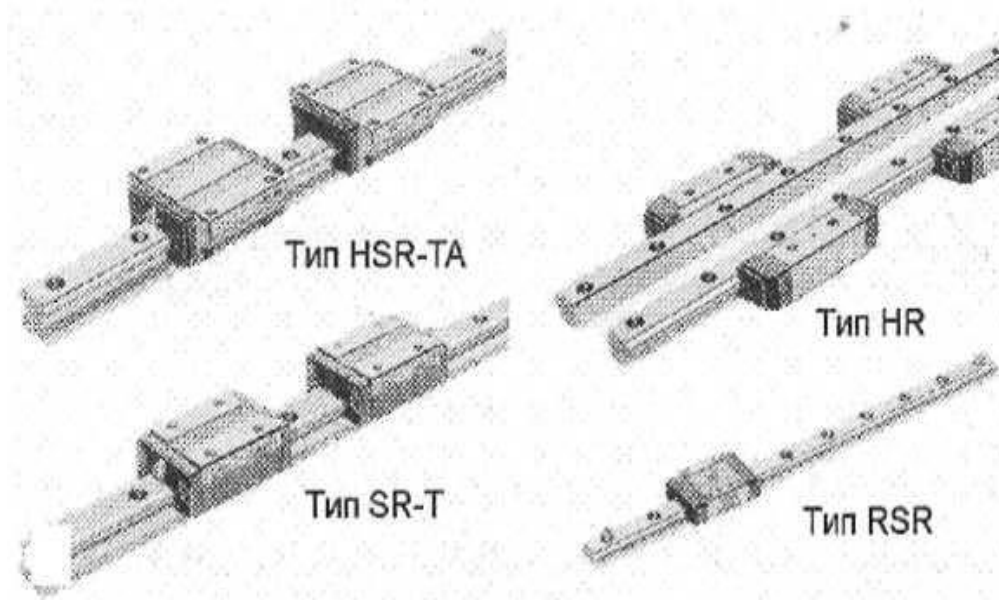


Рис. 3.51 Шариковые LM – направляющие

LM- направляющая типа HSR (рис. 3.52) представляет собой систему, состоящую из LM – рельса 1 и LM – блока 2, между которыми расположены шарики 3, находящиеся в сепараторе 4, концевой плиты 5, концевой уплотнения 6, ниппеля 7 для подачи консистентной смазки и бокового уплотнителя 8. Четыре ряда шариков, расположенные под углом 45° к поверхностям качения LM – рельса и LM – блока, могут воспринимать нагрузку сверху, снизу, справа, слева. Радиусы r_K кривизны поверхностей качения составляют 52%...53% диаметра $d_{ш}$ шарика, т.е. $r_K = (0,52...0,53) d_{ш}$.

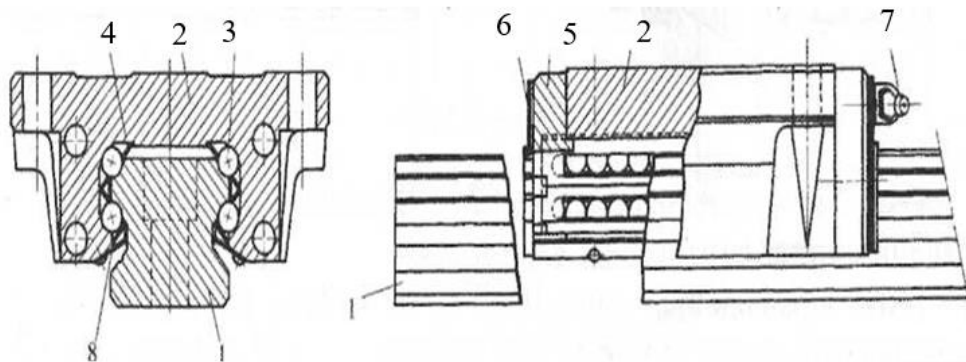


Рис. 3.52 LM- направляющая типа HSR

Геометрические параметры LM – направляющих типа HSR и их значения приведены на рис. 3.53 и в табл. 3.4.

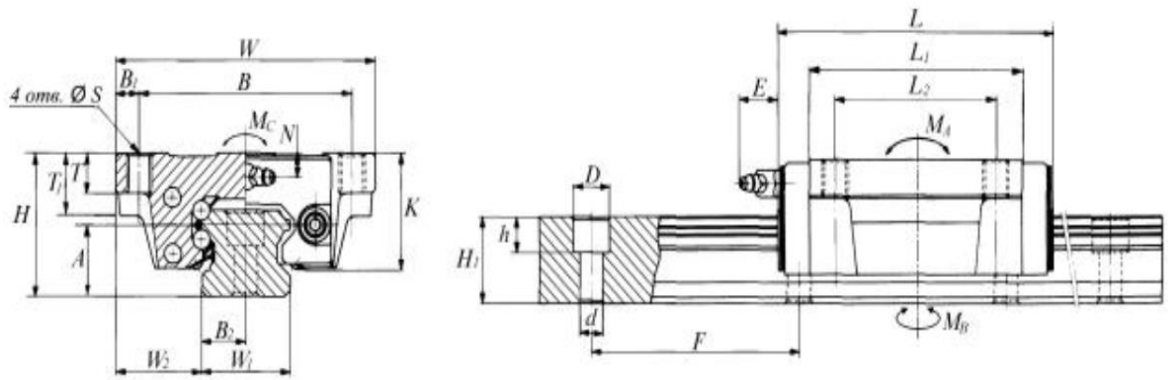


Рис. 3.53 Геометрические параметры LM – направляющих типа HSR

Таблица 3.4

Номер типа	Наименование параметра														Масса <i>m</i> , кг
	Ц W	fB	B1	OL	L2	HH	SS	AA	T	T1	KK	L L1	N	EE	
HSR 15TA	47	38	4,5	53,5	30	24	M5	12,2	7	11	19,4	40,5	4,5	5,5	0,2
HSR 20TA	63	53	5	70	40	30	M6	14,5	10	10	25	50	5	12	0,35
HSR 25TA	70	57	6,5	79	45	36	M8	18	10	16	29,5	59	6	12	0,59
HSR 30ТЛ	90	72	9	94	52	42	M10	21	10	18	35	72	7	12	1,1
HSR 35TA	100	82	9	105	62	48	M10	24	13	21	40	81,3	8	12	1,6
HSR 45TAX	120	100	10	139	80	60	M12	30	14	25	50	98	10	16	2,8
HSR 55TAX	140	116	12	163	95	70	M14	36	15	29	57	118	11	16	4,5
HSR 65TAX	170	142	14	186	110	90	M16	43	23	37	76	147	19	16	8,5
HSR 85TA	215	185	15	247	140	110	M20	51	30	55	94	179	23	16	17
LM-рельс, мм															
Номер типа	Наименование параметра														Масса <i>m</i> , кг/м
	W	W	Щ	d	D	h	F	Основная номинальная нагрузка, Н		Допустимый статический момент, Нм					
	W1	W2	B2	H1	d	D	h	F	C	C0	V MA	MB	B MC		
HSR 15TA	15	16	7,5	15	4,5	7,5	5,3	60	7600	11500	60	60	84	1,5	

HSR 20TA	20	21,5	10	18	6	9,5	8,5	60	12300	17900	117	117	174	2,3
HSR 25TA	23	23,5	11,5	22	7	11	9	60	17700	25800	202	202	294	3,3
HSR 30TA	28	31	14	26	9	14	12	80	25000	35100	322	322	484	4,8
HSR 35TA	34	33	17	29	9	14	12	80	33200	45800	481	481	770	6,6
HSR 45TAX	45	37,5	22,5	38	14	20	17	10	53500	71700	938	938	1568	11,0
HSR 55TAX	53	43,5	26,5	44	16	23	20	12	78900	10300	162	162	2723	15,1
HSR 65TAX	63	53,5	31,5	53	18	26	22	15	12600	16100	316	316	4976	22,5
HSR 85TA	85	65	42,5	65	24	35	28	18	18700	23200	762	762	9428	35,2
								0	0	0	1	1		

LM – направляющая типа HR изображена на рис. 3.54. Она состоит из LM – рельса 1, LM – блока 2, между которыми расположены два ряда осуществляющих циркулирующее перемещение шариков 3, находящихся в сепараторе 4, вступающих в контакт с поверхностями качения под углом 45° и воспринимающих нагрузку сверху, снизу, слева и справа, возвратного канала 5, концевой плиты 6, уплотнения 7 и отверстия 8 для смазки.

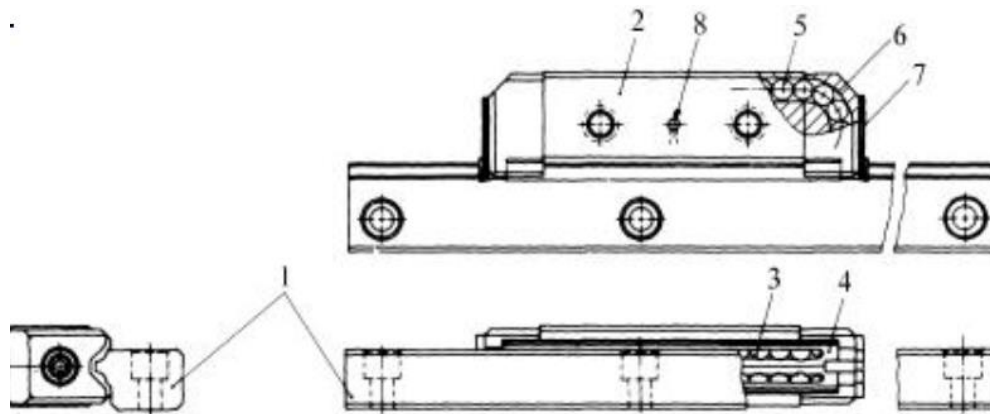


Рис. 3.54 LM- направляющая типа HR

Геометрические параметры LM – направляющих типа HR и их значения приведены на рис. 3.55 и в табл. 3.5.

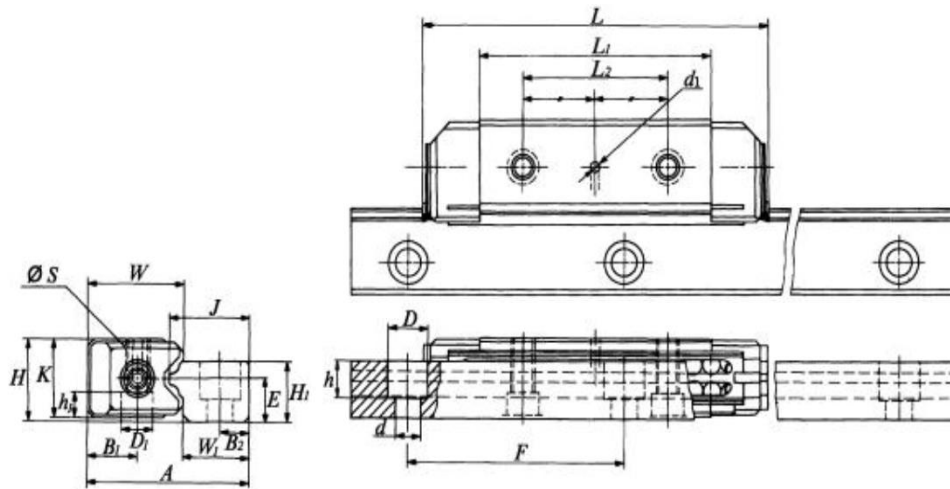


Рис. 3.55 Геометрические параметры LM – направляющих типа HR

Таблица 3.5

Номер типа	Наименование параметра												Мас- са <i>m</i> , кг
	<i>H</i>	<i>A</i>	<i>L</i>	<i>L₁</i>	<i>L₂</i>	<i>I</i> *	<i>e</i> ,	<i>K</i>	<i>W</i>	<i>D</i> ,	<i>S</i>	<i>di</i>	
HR918	8,5	18	45	25	15	5,5	<i>K</i>	11	-	-	M3	1,5	0,01
HR 1123	11	23	52	30	15	7	10	13,2	5	3	M3	2	0,03
HR 1530	15	30	69	40	20	10	14	18,7	6,5	3,5	M4	2	0,08
HR2042	20	42	92	56,6	35	13	19	25,5	10	5,5	M6	3	0,13
HR 2555	25	55	121,5	80	45	16	24	32	11	7	M8	3	0,43
HR 3065	30	65	145	90	50	19	29	39	14	9	M10	4	0,7
HR 3575	35	75	155	103,8	60	21,5	34	43,5	18	12	M12	4	1,05
HR 4085	40	85	178	120,8	70	24	38	49	20	13	M14	4	1,53
HR 50105	50	105	227	150	85	30	48	62	23	15, 5	M16	5	3,06
HR 60125	60	125	329	236	160	35	58	72	26	18	M20	5	7,50
LM-рельс, мм													
Наименование параметра													

Номер типа	W,	h,	b ₂	f	d	D	h	J	F	Основная номинальная нагрузка, Н		Масса <i>m</i> , кг
										C	Co	
HR918	6,7	6,5	3,5	4,5	3	5,5	3	8,7	25	1400	2300	0,3
HR 1123	9,5	8	5	6	3,5	6	4,5	11,6	40	2100	3200	0,5
HR 1530	10,7	11	6	8	3,5	6	4,5	13,5	60	3800	5800	1,0
HR2042	15,6	14,5	8	10,5	6	9,5	8,5	19,5	60	8900	12900	1,8
HR 2555	22	18	10	13	9	14	12	27	80	16600	22900	3,2
HR3065	25	22,5	12	15,5	9	14	12	31,5	Si)	21600	29000	4,6
HR 3575	30,5	26	14,5	18	11	17,5	14	37	105	26700	35800	6,4
HR4085	35	29	16	21	14	20	17	42,5	120	39500	51600	8,0
HR 50105	42	37	20	26	18	26	22	51,5	150	63000	80500	12,1
HR 60125	51	45	25	31	22	32	25	65	180	126000	155000	19,3

Конструкция LM – направляющих типа SR (рис. 3.56) состоит из LM – рельса 1, LM – блока 2, между которыми размещены четыре ряда осуществляющих циркулирующее перемещение шариков 3, расположенных в сепараторе 4, вступающих в контакт с поверхностями качения LM – рельса под углом 30° и LM – блока под углом 90° и воспринимающих нагрузку сверху, снизу, слева, справа, концевой плиты 5, концевой уплотнения 6, бокового уплотнителя 7 и ниппеля 8 для запрессовки консистентной смазки.

4 2 6 5 2 8

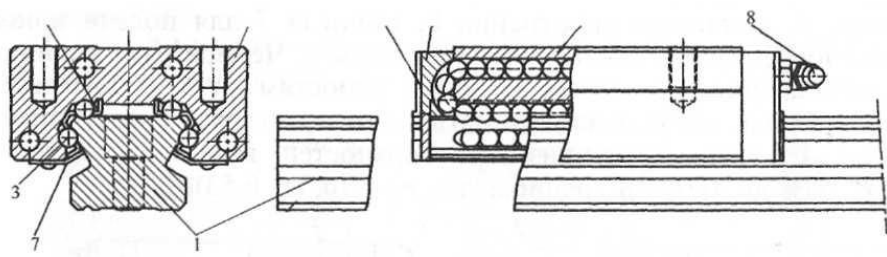


Рис. 3.56 LM- направляющая типа SR

Геометрические параметры LM – направляющих типа SR и их значения приведены на рис. 3.57 в табл. 3.6.

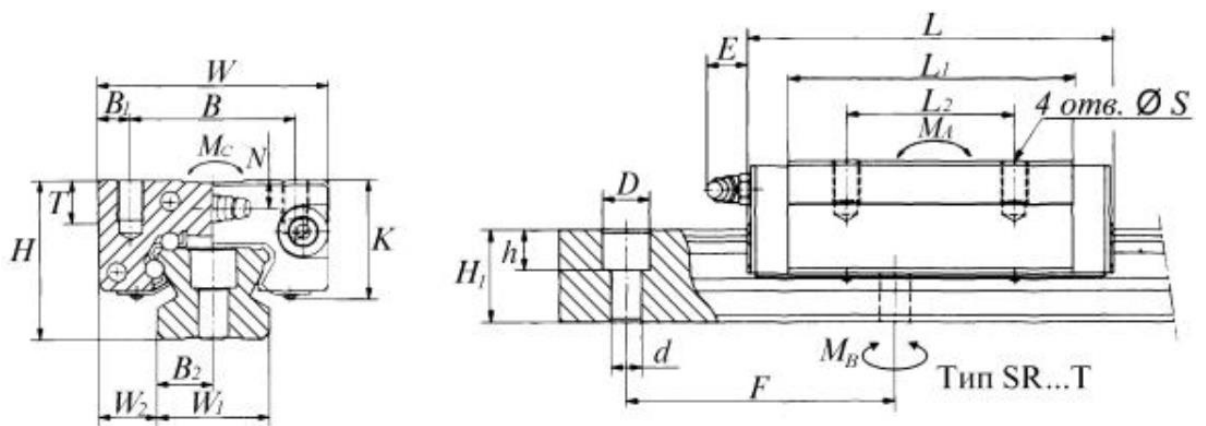


Рис. 3.57. Геометрические параметры LM – направляющих типа HR

Таблица 3.6

Номер типа	Наименование параметра												
	<i>W</i>	<i>B</i>	<i>B₁</i>	<i>L</i>	<i>L₁</i>	<i>L₂</i>	<i>H</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>K</i>	<i>N</i>	<i>E</i>	Масса т, кг
SR 15T	34	26	4	55	42,3	26	24	M4	6	19	6	5,5	0,18
SR20T	42	32	5	64	48,5	32	28	M5	7,5	22,5	6	12	0,3
SR 25T	48	35	6,5	80	60,4	35	33	M6	8	25	7	12	0,4
SR 30T	60	40	10	95	72,7	40	42	M8	9	31,4	8	12	0,8
SR 35T	70	50	10	109	84,8	50	48	M8	13	36	8,5	12	1,2
SR45T	86	60	13	125	96,5	60	60	MЮ	15	46,7	11,5	16	2,2

SR 55T	100	75	12,5	15 5	120,7	75	68	M12	17	53,7	12	16	3,6	
SR70T	126	90	18	19 5	147,6	90	85	M16	25	70	12	16	7,0	
LM-рельс, мм														
Номер типа	Наименование параметра													
	W,	W₂	B₂	H,	d	D	h	F	Основная но- минальная нагрузка, Н		Допустимый статический момент, Нм			Масса m,
									C	Co	M_A	M_e	M_c	кг/м
SR 15T	15	9,5	7,5	12,5	3,5	6	4,5	60	8500	14500	38	32	50	1,2
SR20T	20	11	10	15,5	6	9,5	8,5	60	11200	18900	64	55	72	2,1
SR25T	23	12, 5	11,5	18	6	9,5	8,5	60	18100	29600	10 9	95	159	2,7
SR 30T	28	16	14	23	7	11	9	80	26700	42600	18 9	16 3	272	4,3
SR35T	34	18	17	27,5	9	14	12	80	37100	57900	30 0	26 0	447	6,4
SR 45T	45	20, 5	22,5	35,5	1 1	17,5	14	105	49300	75600	44 7	38 7	785	11,3
SR 55T	48	26	24	38	1 4	20	17	120	79400	11800 0	87 4	75 7	1278	12,8
SR 70T	70	28	35	47	1 8	26	22	150	13900 0	19900 0	1950	1689	3109	22,8

LM – направляющая типа RSR представлены на рис. 3.58. Она представляет собой систему, состоящую из LM-рельса 1 и LM-блока 2, между которыми расположены два ряда осуществляющих циркулирующее перемещение шариков 3, концевое уплотнения 4, резинового

уплотнителя 5 и стопора 6, препятствующего снятию LM-блока.

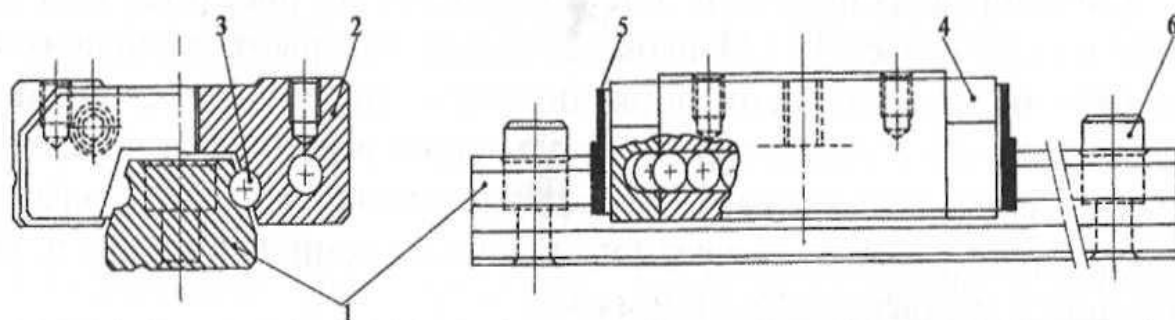


Рис. 3.58. LM – направляющая типа RSR

Геометрические параметры LM – направляющих типа RSR и их значения приведены на рис. 3.59 и в таблице 3.7.

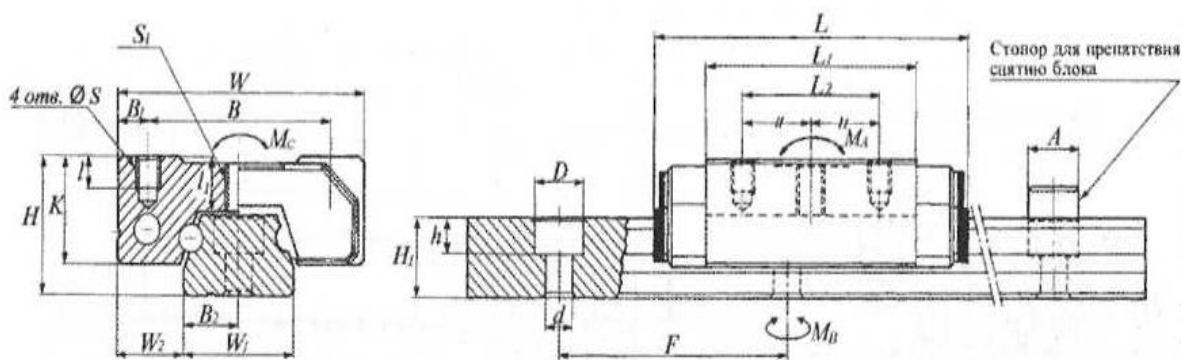


Рис. 3.59. Геометрические параметры LM – направляющих типа HR

Таблица 3.7

Номер типа	Наименование параметра												Масса т, кг
	<i>W</i>	<i>B</i>	<i>B₁</i>	<i>L</i>	<i>L₁</i>	<i>L₂</i>	<i>H</i>	<i>S</i>	<i>l</i>	<i>K</i>	<i>S₁</i>	<i>l₁</i>	

RSR7	17	12	2,5	23,5	13,4	8	8	M2	2,5	6,5	-	-	0,010
RSR9	20	15	2,5	30	18	13	10	M2	2,5	7,8	M3	4,2	0,018
RSR 12	27	20	3,5	34	23	15	13	M2,6	3	10	M3	5,2	0,037
RSR 15	32	25	3,5	42	29	20	16	M3	4	12	M4	6,2	0,069
RSR20	46	38	4	62	46	38	25	M4	6	17,5	M6	9,2	0,245

LM рельс, мм

Номер типа	Наименование параметра												Масса т, кг/м
	<i>W</i>	<i>W₁</i>	<i>W₂</i>	<i>B₂</i>	<i>H₁</i>	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>hh</i>	<i>FF</i>	<i>AA</i>	Основная номинальная нагрузка, Н	

										<i>CC</i>	<i>CC0</i>	<i>MM_A</i>			
													<i>M_B</i>	<i>M_c</i>	
RSR7	7	5	3,5	4,7	2,4	4,2	2,3	15	4,2	500	600	1,1	1,1	1,8	0,23
RSR9	9	5,5	4,5	5,5	2,6	4,5	3	20	4,5	800	1000	1,6	1,7	2,8	0,32
RSR 12	12	7,5	6	7,5	3	5,5	3,5	25	5,5	1900	2500	5	5,4	9,0	0,58
RSR15	15	8,5	7,5	9,5	3,5	6	4,5	40	9,5	2900	4100	10,4	11,2	18,9	0,92
RSR20	20	13	10	15	6	9,5	8,5	60	9,5	6200	10000	38	41,4	59,2	1,95

Шарикосплайновые направляющие (рис. 3.60) предназначены для обеспечения прямолинейного перемещения. Они состоят из шлицевого вала (сплайнвала) и шариковой гайки (сплайнгайки).

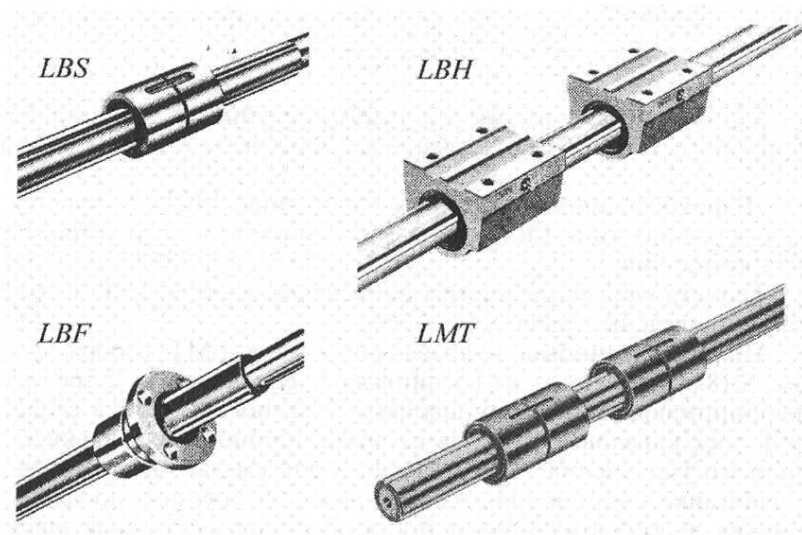


Рис. 3.60. Шарикосплайновые направляющие

Конструкция шарикосплайновой направляющей типа LBS представлена на рис. 3.61.

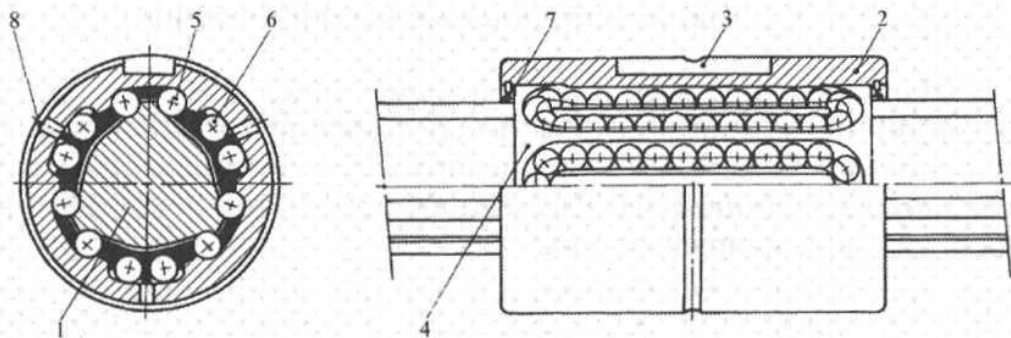


Рис. 3.61. Конструкция шарикосплайновой направляющей типа LBS

Шарикосплайновая направляющая типа LBF в отличие от LBS имеет корпус с фланцем. Они состоят из сплайнвала 1 и сплайнгайки 2 с шпоночной канавкой 3 в направляющей типа LBS и фланцем в направляющей типа LBF, между которыми расположены в сепараторе 4 шесть рядов воспринимающих нагрузку шариков 5 и шесть рядов шариков 6 возврата, расположенных в сплайнгайке, резинового уплотнителя 7 и отверстия 8 для смазки.

Геометрические параметры шарикосплайновых направляющих типа LBS и типа LBF и их значения приведены на рис. 3.62 и в табл.3.8 и 3.9.

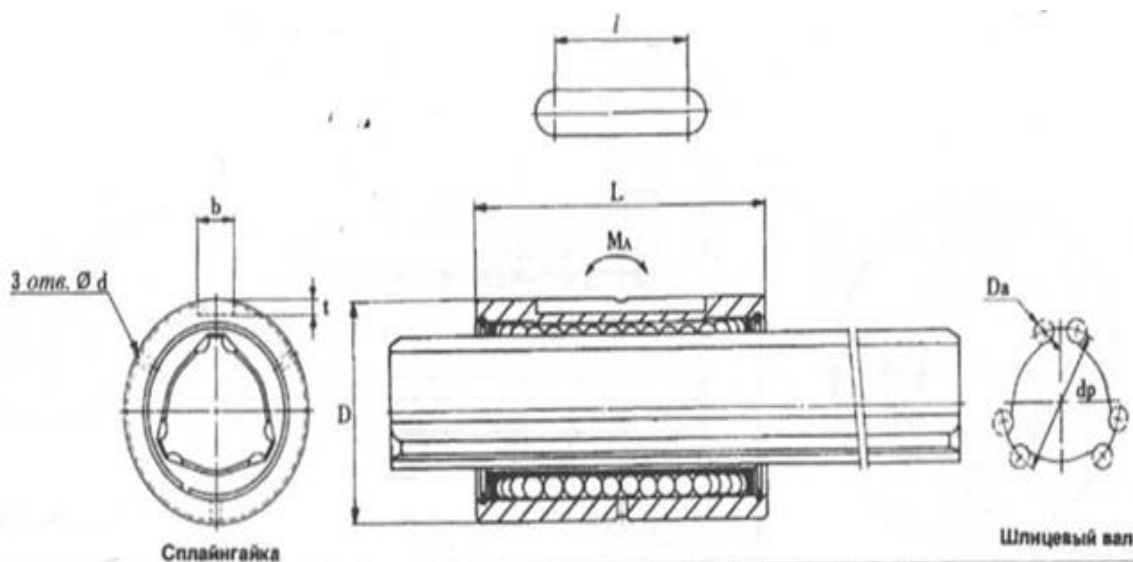


Рис. 3.62. Геометрические параметры шарикосплайновых направляющих типа LBS и типа LBF

Таблица 3.8

Номер типа	Наименование параметра							
	d_p	D_A	D	L	b	t	l	d
LBS 15	15	2,381	23	40	3,5	2	16,5	2
LBS 20	20	3,175	30	50	4	2,5	22	3
LBS 25	25	3,969	37	60	5	3	28	3
LBS 30	30	4,763	45	70	7	4	34	3
LBS 40	40	6,350	60	90	10	4,5	45	4
LBS 50	50	7,938	75	100	15	5	45	4
LBS 70	70	11,112	100	110	18	6	50	
LBS 85	85	11,906	120	140	20	7	60	5
LBS 100	100	14,288	140	160	28	9	65	5

Номер типа	Наименование характеристики						
	Основной номинальный крутящий момент, Нм		Основная номинальная нагрузка (радиальная), Н		Статический допустимый момент, Нм	Масса	
	C_T	C_{OT}	C	C_0		M_A	Сплайн-гайка, кг
					m_1		m_2
LBS 15	27	45	3900	5100	224	0,06	1,0
LBS 20	66	96	7000	9000	266	0,14	1,8
LBS 25	137	188	11600	14400	474	0,25	2,7
LBS 30	243	324	17200	20400	780	0,44	3,8
LBS 40	534	684	28400	32200	1775	1,0	6,8
LBS 50	976	1170	41500	44000	2261	1,7	10,6
LBS 70	1944	2293	59100	61600	4467	3,1	21,3
LBS 85	3223	3834	80600	85000	7678	5,5	32,0
LBS 100	5268	7600	12000	14300	10345	9,5	45,0

Таблица 3.9

Номер типа	Наименование параметра											
	d_p	D_A	D	L	D_1	H	F	d	D_2	d_1	d_2	h
LBF 15	15	2,381	23	40	43	7	13	l	32	4,5	8	4,4

LBF20	20	3,175	30	50	49	7	18	3	38	4,5	8	4,4
LBF 25	25	3,969	37	60	60	9	21	3	47	5,5	9,5	5,4
JJBF 30	30	4,763	45	70	70	10	25	3	54	6,6	11	6,5
LBF40	40	6.350	57	90	90	14	31	4	70	9	14	8,6
LBF50	50	7,938	70	100	10	16	34	4	86	11	17,5	11
LBF 60	60	9,525	85	127	12	18	45,4	4	102	11	17,5	11
LBF70	70	11,112	95	HO	142	20	35	4	117	14	20	13
LBF 85	85	11,906	115	140	168	22	48	5	138	16	23	15,2
LBF 100	100	14,288	135	160	195	25	55	5	162	18	26	17,5

Номер типа	Наименование характеристики							
	Основной номинальный крутящий момент, Нм	Основная номинальная нагрузка (радиальная), Н	Статический допустимый момент, Нм			Масса		
			Сплайн-гайка, кг	Сплайн-вал, кг/м				
<i>C-2</i>	<i>Com</i>	<i>C</i>	<i>Co</i>	<i>M_n</i>	<i>m₁</i>	<i>m₂</i>		
LBF 15	27	45	3900	5100	224	0,11	1,0	
LBF 20	66	96	7000	9000	266	0,20	8	
LBF 25	137	188	11600	14400	474	0,36	2,7	
LBF 30	243	324	17200	20400	780	0,60	3,8	
LBF 40	534	684	28400	32200	1775	1,2	6,8	
LBF 50	976	1170	41500	44000	2261	1,9	10,6	
LBF 60	1665	2309	59300	72600	5340	3,5	15,6	
LBF 70	1944	2293	59100	61600	4467	3,6	21,3	

LBF 85	3223	3834	80600	85000	7678	6,2	32,0
LBF 100	5268	7600	11200 0	14300 0	10345	11,0	45,0

Шарикосплайновая направляющая типа LBN отличается от направляющих типа LBS и типа LBF формой гайки и устройством мест крепления.

Шарикосплайновая направляющая типа LMT изображена на рис. 3.63. Она состоит из сплайнвала 1, сплайнгайки 2, трех рядов воспринимающих нагрузку шариков 3, расположенных в сепараторе 4, трех каналов 5 шариков возврата, шпоночной канавки 6, резинового уплотнения 7 и отверстия 8 для смазки.

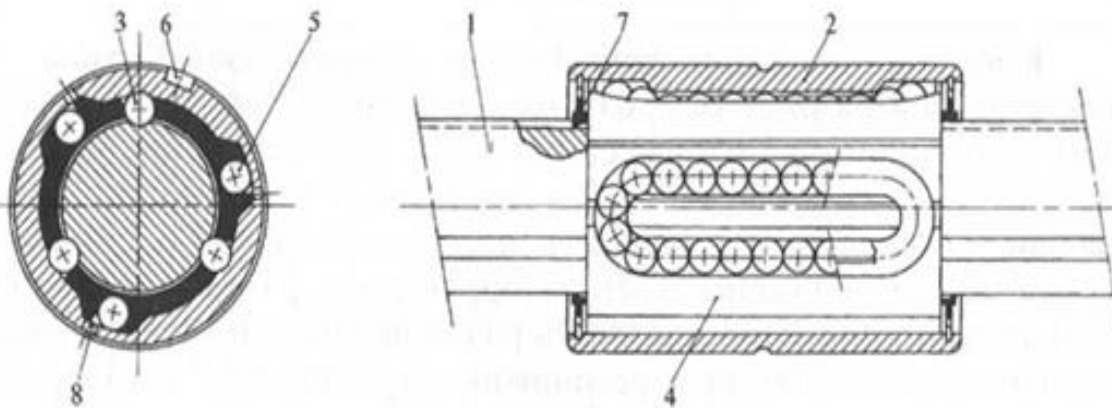


Рис. 3.63 Конструкция шарикосплайновой направляющей типа LMT

Геометрические параметры шарикосплайновых направляющих типа LMT и их значения приведены на рис. 3.64 и в табл. 3.10

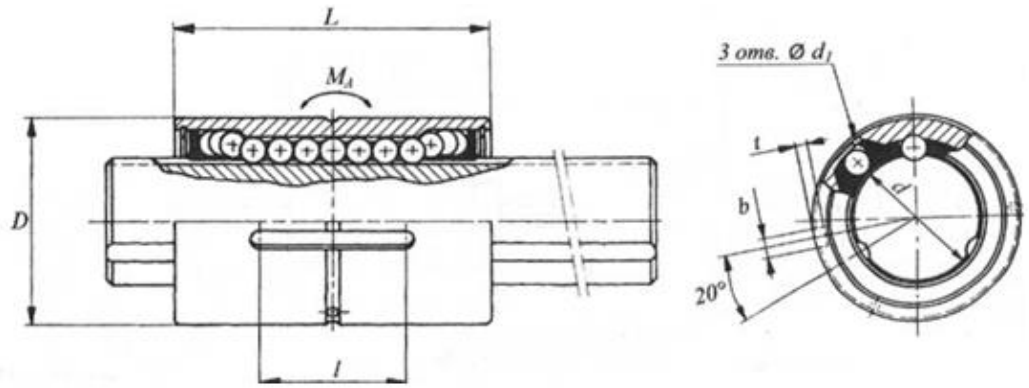


Рис. 3.62 Геометрические параметры шарикосплайновых направляющих типа LMT

Таблица 3.10

Номер типа	Наименование параметра								
	d	n	D	L	b	t	l	r	d_1
LMT6	6	3	14	25	2,5	1,2	8	0,5	1,5
LMT8	8	3	16	25	2,5	1,2	8	0,5	1,5
LMT 10	10	3	21	33	3	1,5	10	0,5	1,5
LMT 13	13	3	24	36	3	1,5	12	0,5	1,5
LMT 16	16	3	31	50	3,5	2	14	0,5	2
LMT20	20	3	35	63	4	2,5	25	0,5	3_{t_0}
LMT 25	25	3	42	71	4	2,5	32	0,5	
LMT 30	30	3	47	80	4	2,5	38	0,5	
LMT40	40	3	64	100	6	3,5	46	0,5	4
LMT50	50	3	80	125	8	4	50	1	4
LMT60	60	3	90	140	12	5	55	1	5
LMT80	80	3	120	160	16	6	60	2	5
LMT 100	100	3	150	185	20	7	90	2,5	5

Номер типа	Наименование характеристики					
	Основная номинальная	Статический номинальный	Статический допустимый	Масса		
	нагрузка (радиальная), Н	крутящий момент, Нм	момент, Нм	Сплайн-гайка, кг	Сплайн-вал, кг/м	
	C	C_0	$C_{от}$	M_A	m_1	m_2
LMT6	800	1200	2,2	23	0,015	0,23
LMT8	950	1400	3,4	28	0,016	0,40
LMT10						
LMT13	1500	2200	6,6	55	0,046	0,62
LMT16	1800	2700	10,5	76	0,054	1,1
LMT20	3200	4700	23	186	0,128	1,6
LMT25	5400	7900	47	382	0,180	2,5
LMT30	7300	10800	81	582	0,290	3,9
LMT40	8300	12300	ПО	741	0,380	5,6
LMT50	14900	22000	264	1670	0,910	9,9
LMT60	21600	31900	479	3120	1,650	15,5
LMT80	25200	37300	671	4000	2,200	22,3
LMT100	36900	54600	1310	6800	4,100	39,6
	51000	75600	2268	7400	8,700	61,8

Расчет ЛМ – направляющих на долговечность при действии внешних нагрузок проводят по формуле:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_C} \right)^3 \cdot 50, \quad (3.15)$$

где L – долговечность работы направляющей, км; C – основная номинальная динамическая нагрузка, Н; P_C – расчетная нагрузка Н. Когда ЛМ – блок воспринимает одновременные нагрузки всех направлений, то определяют результирующую (эквивалентную нагрузку) P_E , Н, и подставляют ее в формулу (3.15) вместо P_C :

Для ЛМ – направляющих типа HSR:

$$P_E = |P_R - P_L| + P_T, \quad (3.16)$$

где P_R – радиальная нагрузка, Н; P_L – противорадиальная нагрузка, Н; P_T – горизонтальная нагрузка (не осевая), Н.

Для LM –направляющих типа SR:

$$P_E = XP_L + YP_T, \quad (3.17)$$

где X и Y – коэффициенты эквивалентности. При $P_L/P_T \geq 1$ коэффициенты эквивалентности равны $X=1$ и $Y=1,15$ и P_E становится результирующей противорадиальной нагрузкой. При $P_L/P_T < 1$ $X=0,866$ и $Y=1$ и P_E является результирующей нагрузкой в горизонтальном направлении;

для LM – направляющих типа RSR результирующую нагрузку P_E определяют аналогично LM – направляющим типа HSR;

f_H – коэффициент твердости;

f_T – температурный коэффициент. При температуре системы $t \leq 100^\circ\text{C}$ $f_T = 1$, при $100^\circ\text{C} < t \leq 200^\circ\text{C}$ $1 \geq f_T \geq 0,73$;

f_C – коэффициент контакта. Его принимают в зависимости от числа n подшипниковых блоков на одной направляющей. При $n = 1$ $f_C = 1$; при $n=2$ $f_C = 0,81$; при $n = 3$ $f_C = 0,72$; при $n = 4$ $f_C = 0,66$;

f_W – коэффициент нагрузки. При спокойной внешней нагрузке и скорости перемещения $v \leq 0,25$ м/с $f_W = 1,15$.

Долговечность LM – направляющих можно определить в часах, ч:

$$L_h = \frac{10^3 \cdot L}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60} \quad (3.18)$$

где l_s – длина хода, м; n_1 – частота возвратно-поступательных перемещений (циклов) в минуту, ц/мин.

Расчет шарикосплайновых направляющих на долговечность при действии только крутящего момента проводят по формуле:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C_T}{f_W \cdot T_C} \right)^3 \cdot 50, \quad (3.19)$$

где L – долговечность работы направляющей, км; C_T – основной номинальный динамический момент, Нм; T_C – расчетный нагрузочный крутящий момент, Нм.

При действии радиальной нагрузки:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_C} \right)^3 \cdot 50, \quad (3.20)$$

где C – основная номинальная динамическая нагрузка, Н; P_C – расчетная радиальная нагрузка, Н.

При одновременном действии крутящего момента и радиальной силы определяют эквивалентную радиальную нагрузку, Н:

$$P_E = P_C + \frac{4T_C \cdot 10^3}{3d_p \cdot \cos \alpha}, \quad (3.21)$$

где d_p – диаметр окружности по центрам шариков, мм; $\alpha=45^\circ$ – угол контакта шариков с поверхностями винта и гайки, град.

В этом случае долговечность, км, определяют по формуле:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_E} \right)^3 \cdot 50, \quad (3.22)$$

Долговечность работы шарикосплайновых направляющих в часах, ч, определяют в виде:

$$L_h = \frac{10^3 \cdot L}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60}, \quad (3.23)$$

где l_s – длина хода, м; n_1 – частота возвратно-поступательных перемещений (циклов) в минуту, ц/мин.

Расчет направляющих на статическую грузоподъемность проводят по формуле:

$$\frac{C_0}{P_0} \geq f_s, \quad (3.24)$$

где C_0 – основная номинальная статическая нагрузка, Н; P_0 – статическая нагрузка, Н; f_s – статический коэффициент безопасности. При спокойной нагрузке и малом прогибе оси $f_s = 1,0 \dots 1,5$; при ударном воздействии и осевой силе $f_s = 2 \dots 5$.

3.6. Соединительные муфты в мехатронных модулях

Для передачи крутящего момента от исполнительного двигателя вращательного движения на механизм преобразования движения и исполнительный механизм необходима муфта [18]. В общем случае муфты используются для реализации следующих функций:

- передачи мощности от ведущего вала к ведомому валу.
- соединения 2-х компонентов, которые изготавливаются отдельно, например, выходной вал шагового двигателя и вал шариковинтовой передачи.
- обеспечения дополнительной гибкости при передаче мощности в случае необходимости.
- защиты от перегрузок и уменьшения передачи ударных нагрузок с одного вала на другой.

При выборе муфты учитываются величина передаваемого крутящего момента и её способность компенсировать несоосность (угловую и (или) линейную) соединяемых валов. Самый распространенный вид муфт – механические соединительные муфты.

Наиболее конструктивно простой вид механических муфт – **жесткие муфты** (штульбовые, фланцевые и продольно-свёрнутые), осуществляющие жёсткое соединение между двумя валами и не допускающее никаких смещений и поворотов одного из валов при работе механизма (другой один вариант их названия – глухие муфты). Жёсткие муфты обычно используют в передачах, где нет каких-либо значительных вибраций, а смещения валов от своего изначального положения не представляются возможными. Валы в передаче должны быть ровными. На рис. 3.63 приведен вид жесткой муфты фланцевого типа.



Рис. 3.63. Вид жесткой муфты фланцевого типа

Такие муфты способны передавать довольно большие крутящие моменты при отсутствии относительного смещения валов. Если в механизме с жёсткой муфтой появятся смещающие один из валов нагрузки, механизм может выйти из строя. При этом последствия смещения могут быть довольно серьёзными – например, вал может погнуться, и, продолжая вращение в изогнутом состоянии, деформировать другие части станка. Поэтому данный вид муфт применяются там, где гарантировано высокое качество сборки, и есть возможность для тщательной центровки соединяемых валов.

Кулачковые муфты являются разборными и состоят из двух полумуфт с торцевыми кулачками. Включение кулачковой муфты под нагрузкой сопровождается ударами, в этом случае применяют кулачковые муфты с упругой вставкой между кулачками. На рис. 3.64 представлены виды кулачковых муфт



Рис. 3.64. Виды кулачковых муфт

По форме вставки напоминают звездочку (ромашку, паук), производятся из полиуретана, резины. Они достаточно жесткие, чтобы передавать крутящий момент без запаздывания и достаточно упруго-вязкие, чтобы гасить вибрации, компенсировать небольшую несоосность (до 1 градуса). Эти же вставки являются наиболее слабым звеном, со временем изнашиваются и требуют замены. Благодаря способности передавать большие крутящие моменты и небольшим габаритам, кулачковые муфты широко используются в различных приводных устройствах.

Спиральные муфты (рис. 3.65) цельнометаллические, как и жесткие муфты, но имеют отличие: в средней части они имеют тонкие поперечные пропилы. По этой причине спиральные муфты в определенных пределах могут изгибаться под нагрузкой, т.е. компенсировать небольшую несоосность (до 2-х градусов угловую и до 2 мм линейную). В тоже время они сохраняют жёсткость и прочность, чтобы передавать крутящий момент, но значительно (до 5-8 раз) уступают в этом жестким муфтам.



Рис. 3.65. Вид спиральной муфты

В сильфонных муфтах (рис. 3.66) две полумуфты соединяются с сильфоном.



Рис. 3.66. Вид сильфонных муфт

Сильфон – это упругая однослойная или многослойная гофрированная оболочка. В муфтах обычно используется металлический сильфон. Это позволяет муфте выдерживать при работе высокие температуры до 300С. У дешёвых версий оно может быть довольно слабым, из-за чего муфта может разорваться в этой части и потерять свою работоспособность. Жесткое соединение без зазора позволяет передавать крутящий момент мгновенно, без инерции, поэтому сильфонные муфты

широко применяются в станкостроении для привода шариково-винтовых пар. Качественные муфты могут использоваться в высокодинамичных циклических режимах работы, а также при чрезвычайно высоких скоростях вращения - до 200 000 об / мин в зависимости от модели. Сильфонные муфты компенсируют смещения и наклоны валов, максимальные значения которых могут быть немного больше, чем допустимые смещения мембранных муфт. Сильфонные муфты не надо смазывать, и в процессе работы они не изнашиваются, что несомненно является их весомым преимуществом. По сути, эти муфты превосходят спиральные, разрезные, пружинные муфты во всём, но и стоят соответственно, дороже.

Гибкая муфта (рис. 3.67) состоит из двух полумуфт, фиксирующихся на валах, и прокладки специальной формы, которая находится между ними.



Рис. 3.67. Вид гибкой муфты

Эта прокладка и является гибким элементом, который компенсирует небольшую несоосность валов, а также их наклон относительно друг друга. Конструкция муфты очень гибкая, и подойдёт только для небольших крутящих моментов и нагрузок. Её компенсирующие свойства хорошо подходят для валов с небольшими диаметрами, примерно до 12ти миллиметров. Плюс, полиуретановая прокладка не пропускает электрический ток.

Муфты с металлическим пружинным элементом (Рис. 3.68). могут передавать большие крутящие моменты в условиях вибраций и небольшой несоосности валов.



Рис. 3.68. Вид муфты с металлическим пружинным элементом

Полумуфты соединяются пружинным элементом оригинальной конструкции, который укладывается в прорези-пазы. За счет пружинящих свойств эти муфты способны гасить вибрации и нивелировать отклонения от соосности. При замене пружинного элемента производить повторную центровку полумуфт не требуется.

Кроме упомянутых выше существует большое количество других видов жестких и компенсирующих муфт, информацию о которых можно найти в литературных источниках.

Любую из вышеперечисленных муфт для использования в механизме нужно будет закрепить на валах. Вариантов крепления муфт довольно много, они могут отличаться на похожих моделях у разных производителей, да и один производитель может выпускать муфты, отличающиеся только вариантами крепления.

Способ прижима вала винтом часто можно встретить на муфтах 3д принтеров, такое крепление распространено и в муфтах другого оборудования. Для фиксации в частях муфты, куда устанавливаются валы, есть сквозные отверстия с резьбой. В этих отверстиях расположены компактные винтики без видимой шляпки, с гнездом под шестигранник. Вал устанавливается внутрь муфты, а винты закручиваются до упора внутрь муфты, таким образом зажимая вал в установленном положении. Это компактное решение, которое подходит для передач, которые не испытывают больших нагрузок в работе. Так как вал зажат внутри муфты только поверхностью винта, а не всей плоскостью корпуса муфты, такое соединение может не справиться с резкой сменой большого крутящего момента в передаче. То же касается больших нагрузок, вызывающих, например, продольное смещение вала.

Ещё один механизм фиксации вала – затяжка. На краях муфты имеется по одной прорези, разделяющие эти края на две половинки. Вал устанавливается в муфту, после чего вот эти винтики сбоку закручивают, корпус муфты немного сжимается, зажимая вал внутри предназначенной для него впадины. Площадь соприкосновения вала и муфты в этом варианте больше, чем при фиксации на монтажные винты, и соответственно, вал в затяжке зафиксирован надёжнее.

Шлицевое соединение нередко используется в качестве для создания неподвижного соединения. Двух валов или крепления муфты при больших передаваемых моментах. Некоторые муфты с валами тоже могут быть зафиксированы штифтом. В установленном положении он проходит и через корпус муфты и через вал насквозь, не позволяя валу выскочить из своего положения.

Шпоночное соединение, как и соединение штифтом – довольно распространённый метод крепления, встречающийся во многих изделиях. Его можно встретить и в некоторых муфтах. Для фиксации понадобится шпонка, которая вставляется в пазы, находящиеся в корпусе муфты и вала. Для особо крепкой фиксации вала в муфте может быть использован цанговый зажим. Он располагается внутри отверстия под вал и подкручивается винтами со стороны вала. Или же со стороны вала может находиться конусообразное кольцо на резьбе, которое при закручивании фиксирует вал цанговым зажимом.

В некоторых передачах можно встретить зубчатые соединения. На внутренней части муфты и на конце вала имеются зубцы, которые фиксируют положение друг друга при установке вала в муфту. Такое соединение надёжно защищает передачу от прокручивания вала.

Муфты могут быть изготовлены с использованием самых разных материалов. Наиболее распространены, конечно, металлы, такие как алюминий и его сплавы, а также сталь. Проставки в особо крепких массивных муфтах могут быть изготовлены из чугуна. Алюминий и нержавеющая сталь обеспечивают муфтам химическую и коррозионную стойкость. Наиболее распространённые материалы для проставок в муфтах – это полиуретан, ударопрочный каучук и некоторые другие эластичные полимеры. Есть и менее распространённые варианты. Например, проставка может быть изготовлена из меди или латуни.

В целом, если муфта не предназначается для серьёзных нагрузок, её можно и вовсе распечатать из твёрдого пластика на 3д принтере.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите все основные компоненты мехатронных модулей.
2. Для чего используются механизмы преобразования движения?
3. Перечислите достоинства и недостатки механизмов преобразования движения.
4. Перечислите основные технические характеристики механизмов преобразования движения.
5. Перечислите достоинства и недостатки механизмов преобразования движения на основе зубчатых передач.
6. Перечислите достоинства и недостатки механизмов преобразования движения на основе червячных передач.
7. Объясните работу планетарной передачи.
8. Как работает волновая передача.
9. Объясните работу эпициклической передачи.
10. В чем заключаются достоинства планетарной цепочной передачи?
11. Перечислите достоинства и недостатки подшипников скольжения.
12. Назовите основные типы подшипников качения.
13. В чем заключаются достоинства самоустанавливающихся подшипников?
14. Как устроены гидростатические опоры?
15. Как выгладит передаточное число передачи шестерня-рейка?
16. Как устроены опоры типа «магнитный подвес»?
17. Запишите выражение для передачи винт-гайка.
18. Сравните передачи винт-гайка скольжения и качения.
19. Поясните устройство передачи винт-гайка скольжения.
20. Поясните устройство передачи винт-гайка качения.
21. Объясните устройство роliko-винтовой передачи.
22. Для чего используются направляющие в модулях поступательного перемещения?
23. Дайте характеристику направляющим скольжения.
24. Назовите достоинства и недостатки шариковых направляющих.
25. Сравните между собой шариковые и роlikовые направляющие.
26. Объясните устройство рельсовых направляющих.

27. Как устроены шариковые сплайновые направляющие?
28. Для чего используются в приводах муфты?
30. Приведите примеры жестких муфт.
31. Приведите примеры компенсационных муфт.

Глава 4. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Исполнительный механизм (ИМ) – механическая часть исполнительного устройства робота, предназначенный для осуществления пространственного (или плоского) перемещения самого робота, его рабочего инструмента или рабочего органа по заданной траектории в процессе выполнения работы.

Согласно терминологии, предложенной Поповым Е.П., все перемещения роботов условно делятся на глобальные, осуществляемые на значительные расстояния, превосходящие размеры робота, например, перемещения мобильного робота, региональные, соизмеримые с размерами исполнительного механизма, характерные для неподвижного манипуляционного робота и локальные для пространственной ориентации рабочих инструментов, преимущественно схватов, при выполнении рабочей операции. Исходя из этого раздельно рассмотрим исполнительные механизмы (двигатели) мобильных роботов, исполнительные механизмы манипуляционных роботов, включая транспортные перемещения, механизмы схватов, а также специфические механизмы манипуляционных роботов: механизмы уравнивания и механизмы с замкнутой кинематической структурой.

4.1. Исполнительные механизмы (двигатели) мобильных роботов

Для перемещения роботов используются различные виды двигателей: колесные, гусеничные, шагающие, колесно –шагающие [10].

Для каждого типа двигателя существует своя область применения.

При разработке параметры двигателя оптимизируются для наиболее характерных условий применения и поверхностей движения. Однако для мобильного робота такая оптимизация невозможна в силу неопределенности условий движения. Поэтому в настоящее время двигатели роботов конструируются с возможностью адаптации к поверхности движения. В первую очередь это относится к малогабаритным роботам, предназначенным для работ внутри зданий и сооружений, в очагах разрушений, боевым и разведывательным роботам.

Так, в качестве движителя многофункционального мобильного робота, предназначенного для использования на труднопроходимой местности, выбирают гусеничный движитель как наиболее универсальный. При преимущественном использовании робота на дорогах более предпочтительным является колесный вариант транспортного средства. Применение шагающих машин перспективно лишь в среде, где скорость колесного или гусеничного движителя уступает скорости шагающего движителя (например, в горной местности, в очагах разрушений и т.п.).

Колёсный способ – наиболее распространённый способ передвижения, который в зависимости от числа используемых колёс можно разделить на подклассы. Преимуществом использования малого (от 1 до 2) количества колёс может служить простота конструкции и отличная манёвренность, с другой стороны, увеличение числа колёс расширяет площадь контакта с поверхностью, что способствует значительному улучшению проходимости.

Колесная база – основная несущая часть конструкции, к которой крепятся колеса и элементы, приводящие робота в движение, а также элемент дополнительных конструкций, электроники, навесного оборудования и прочие периферийные устройства робота. Требования к колесной базе – высокая жесткость и прочность.

Виды колесных баз:

1 *Двухколёсные роботы* (рис. 4.1), как правило, используют с определением угла наклона корпуса робота и выработки подаваемого на приводы роботов соответствующего управляющего напряжения (с целью обеспечить удержание равновесия и выполнение необходимых перемещений) те или иные гироскопические устройства.



Рис. 4.1. Вид двухколесного робота

Задача удержания равновесия двухколёсного робота связана с динамикой обратного маятника. Разработано множество подобных «балансирующих» устройств.

2. *Одноколёсные роботы* (рис. 4.2) во многом представляют собой развитие идей, связанных с двухколёсными роботами. Для перемещения в 2D пространстве в качестве единственного колеса может использоваться шар, приводимый во вращение несколькими приводами. Несколько разработок подобных роботов уже существуют. Динамическая стабильность шаробота, в сочетании со сферическим колесом, которое уменьшает контакт с поверхностью до единственной точки, обеспечивает шароботам уникальные достоинства среди наземных транспортных средств.

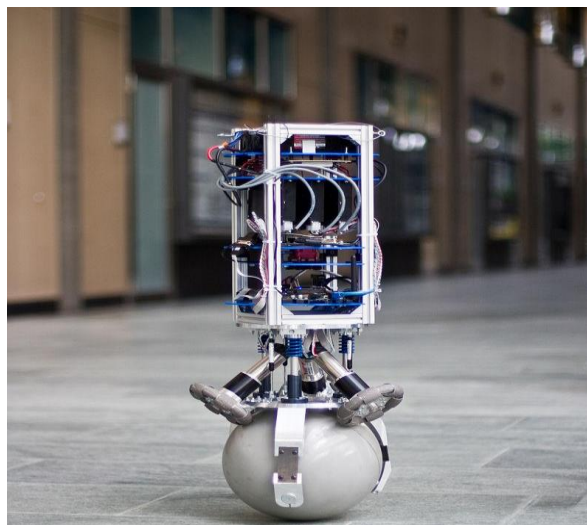


Рис. 4.2. Вид шаробота

Шароботы все направлены и могут двигаться в любом направлении в любое время. Манёвренность шаробота ограничена только его динамикой, в отличие от механических ограничений, налагаемых колёсами (например, невозможность движения боком). Шароботы обладают нулевым радиусом поворота и могут изменять направление движения без отклонения. Более того, шароботы наклоняются в сторону поворота для компенсации центростремительных сил, что приводит к очень плавным и элегантным движениям, сравнимым с движениями в фигурном катании. Как следствие, шароботу одинаково легко стоять на одном месте и двигаться.

3. *Прямоугольная конструкция*, в основе которой лежат два ведущих мотора в передней части корпуса. В ней используются Tire Wheel, напоминающие своим внешним видом обыкновенные колеса автомобиля. Данный тип колес имеет очень высокий коэффициент сцепления с поверхностью, что позволяет роботу передвигаться по неровным поверхностям.

4. *Полноприводная версия данной базы*, когда ведущими являются все четыре колеса. Такая колесная база оптимальна для выполнения задач, в которых роботу необходимо передвигаться по сложнопроходимым местам и рельефу.

5. *Трехколесная база*, в отличие от дифференциальной, обладает существенно более высокой маневренностью. Связки с omni-колесами представляют из себя пластиковый корпус с прорезиненными подвижными роликами по периметру колеса. Такая база может передвигаться в пространстве по трем осям: прямо, назад, влево-вправо и поворачиваться. Данная колесная база применяется при выполнении заданий на ровной поверхности или на поверхностях с небольшими подъемами. Оптимальное задание – когда необходимо быстро перемещаться по поверхности поля и перемещать нетяжелый объект.

6. *Четырехколесные базы* (рис. 4.3) со всеми ведущими колесами представлены в двух вариантах: варианте с omni-колесами, когда мотор располагается под 45 градусов к ходу робота, и вариантом с механо-колесами, которые по своей сути являются вариацией omni-колес

и обладают теми же возможностями. Но моторы, при этом, располагаются к ходу робота под прямым углом. Такие конструкции подходят только для передвижения по идеально ровным поверхностям.



Рис. 4.3. Вид 4-колесного робота

Для перемещения по неровным поверхностям, траве и каменистой местности разрабатываются шестиколёсные роботы, которые имеют большее сцепление по сравнению с четырёхколёсными. Ещё большее сцепление обеспечивают гусеницы. Гусеничный способ – чаще всего применяется в боевых роботах, так как использование гусениц значительно повышает проходимость на пересечённой местности. Но их перемещение затруднено использованием на гладких покрытиях.

В качестве компонентов приводов колес могут служить двигатели постоянного тока, рассмотренные в разделе 2.3, механизмы преобразования движения, представленные в разделе 3.2 и соединительные муфты, упомянутые в разделе 3.6. Однако, в настоящее время основным движителем, используемым в колесных мобильных роботах является мотор-колесо. Мотор-колеса надежны и долговечны за счет св Мотор-колесо – электродвигатель, встроенный непосредственно в ступицу колеса а. Мотор-колесо объединяет в комплексе тяговый электродвигатель и силовую передачу (трансмиссию) и колесо. Именно поэтому его конструкция надежна.

Конструктивно мотор-колеса подразделяют на:

- редукторные (Geared Hub Motor);
- безредукторные или прямоприводные (Direct Drive).

Редукторные мотор-колеса (рис. 4.4) отличает наличие непосредственно редуктора (обычно планетарного) и обгонной муфты. Их мощность варьируется в пределах 250-500 Вт. Преимущества редукторных мотор-колес в свободном накате, оптимальном КПД на всех скоростных диапазонах, компактности и малом весе (2-2,5 кг). К недостаткам относятся невозможность получить высокую скорость и большую мощность.



Рис. 4.4 Вид редукторного мотор-колеса

Безредукторные мотор-колеса (рис. 4.5) – тип двигателей с максимально простой конструкцией (ротор и статор). В связи с этим, они и максимально надежны.



Рис. 4.5 Вид безредукторного мотор-колеса

Это мотор-колеса, благодаря которым обеспечивается высокая мощность (свыше 1000 Вт) и высокая скорость (свыше 40 км/ч).. Недостатками прямоприводных мотор-колес являются большие размеры и вес, сопротивление движению (вращение педалей усложнено).

У редукторных и безредукторных мотор-колес одинаковый принцип работы. Есть ротор, оснащенный постоянным магнитом. И неподвижный статор из электротехнической стали (выглядит, как звезда с множеством лучей с намотанной на них обмоткой). Когда электрический ток подается на обмотку, она запитывается, становясь электромагнитом. В состоянии, когда катушки находятся под напряжением, противоположные полюса ротора и статора притягиваются друг к другу. Работа электродвигателя основана на взаимодействии магнитных полей между постоянным магнитом ротора и электромагнитом.

Таким образом, колесо приводится в движение посредством магнитного поля, создаваемого в статоре, которое взаимодействует с магнитным полем ротора. В мотор-колесах часто применяются датчики Холла. Эти датчики установлены в статоре. Они реагируют на магнитное поле, определяя положение ротора относительно статора. Функция управления работой мотор-колеса отдана контроллеру. Контроллер отслеживает различные сигналы и подает питание на электромотор с учетом применяемого режима езды. Датчики Холла обеспечивают связь с контроллером, что позволяет ему с предельно высокой точностью посылать импульсы тока на обмотки мотор-колеса. Провода с тормозных рукояток крепятся к контроллеру для того, чтобы вовремя отключать питание на мотор-колесе при торможении. Посредством ручки газа регулируется скорость вращения мотор-колеса.

Существует два режима работы мотор-колеса – тяговый и генераторный. В тяговом режиме вращение передаётся с вала якоря электродвигателя, работающего в двигательном режиме, через редуктор к внутреннему зубчатому венцу ведущего колеса; в генераторном режиме, используемом для электрического торможения, электродвигатель переходит в генераторный режим работы, а электроэнергия преобразуется в тепло на тормозном реостате (реостатное торможение) либо возвращается в электрическую сеть или

применяется для зарядки аккумуляторов (рекуперативное торможение). Электрические мотор-колеса обладают рядом веских преимуществ.

ществ. В первую очередь – это отсутствие множества сложных и тяжелых передаточных механизмов между двигателем и колесом – сцепления, трансмиссии, приводных валов и дифференциалов. Во-вторых, отменная динамика: компактные и легкие электрические моторы способны развивать максимальный крутящий момент сразу же, как только на них подаётся питание. В-третьих, управляемое мотор-колесо делает мобильный робот чрезвычайно маневренным – ведь все колеса могут вращаться с разной скоростью и даже в разных направлениях. Платформа способна разворачиваться на 360 градусов, парковаться в самых сложных условиях и мгновенно адаптироваться к качеству дорожного покрытия. В-четвертых, значительно упрощается конструкция важнейшей для системы функции - регенерации энергии торможения.

Шагающие движители являются сложными механическими системами с большим количеством управляемых степеней свободы. Каждая нога должна иметь минимум три привода, чтобы обеспечить возможность поместить стопу в произвольную точку в трехмерном пространстве в пределах некоторой рабочей зоны, определяемой конструкцией ноги. Таким образом, шестиногая шагающая машина должна иметь 18 приводов – степеней свободы. Исходя из этого, при проектировании многозвенных механизмов и систем управления большое значение имеют натурные макеты и модели, особенно в учебной среде, где применяют недорогие универсальные технологии создания подобного рода моделей и устройств. Наличие шести конечностей обеспечивает высокую устойчивость и грузоподъемность. Такие машины могут служить, к примеру, санитарями леса, вырубая сухие деревья и снижая риск возникновения лесных пожаров. Шагающие роботы могут быть двух-, четырех-, шести- и многоногими. В зависимости от назначения и решаемого класса задач, выделяют производственные и исследовательские шагающие роботы. Движители на основе таких механизмов отличаются по многим показателям: сложности конструкции, удобства управления, динамической уравновешенности, энергоэффективности, проходимости и др. Основным рабочим элементом шагающего движителя является стопа, взаимодействующая с опорной поверхностью, и имеющая возможность перемещаться относительно этой поверхности в фазе переноса в новое положение. Это достигается применением механизмов шагания с приводами двух ти-

пов: осуществляющие поступательное перемещение одного звена относительно другого и осуществляющие вращательное движение звеньев относительно общей оси вращения. Звенья механизмов шагания могут составлять последовательную цепь, быть параллельно присоединены к рабочему телу (стопе) или в целом являться механизмами параллельно-последовательной структуры. Примеры кинематических схем таких движителей представлены на рис. 4.6, а – е.

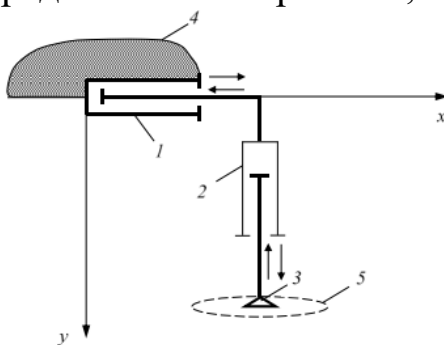


Рис. 4.6. а Ортогональный движитель с последовательной цепью приводов поступательного перемещения

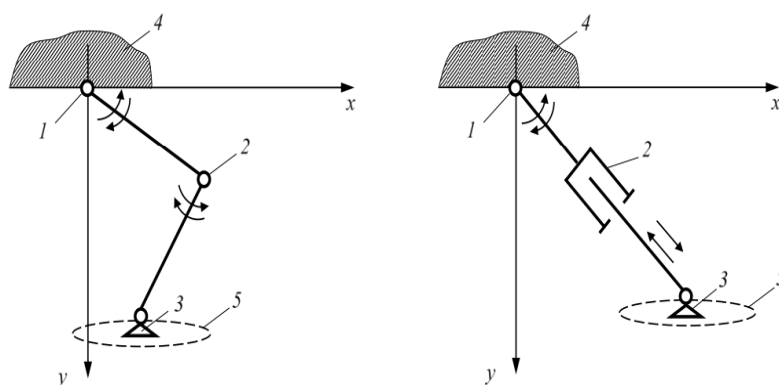


Рис. 4.6. б, в Зооморфные движители с последовательной цепью вращательного движения б) и вращательного и поступательного движения в)

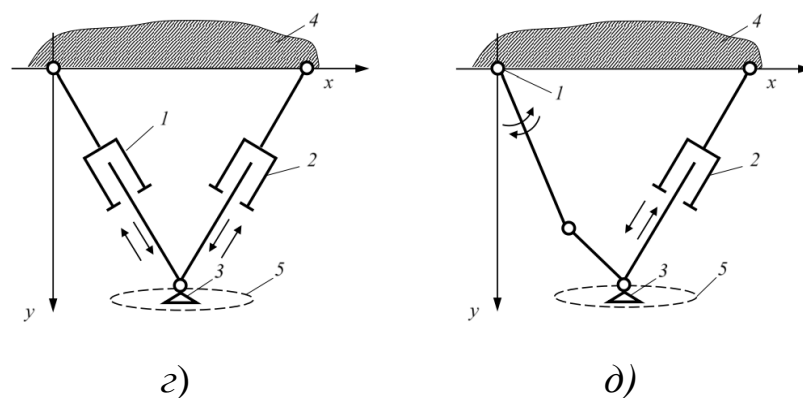


Рис. 4.6. г, д Движители с параллельной цепью вращательного движения г) вращательного и д) поступательного движения

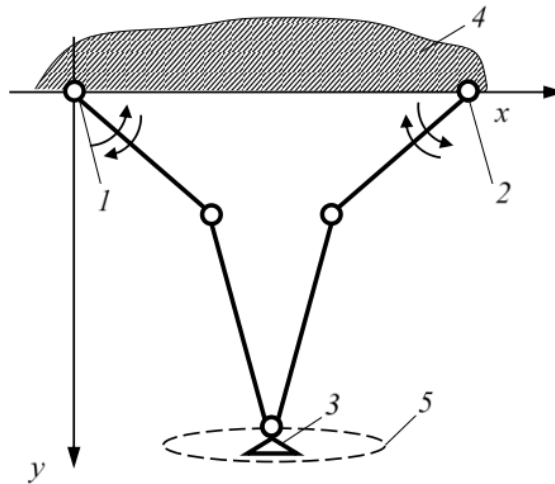


Рис. 4.6, е Движитель с параллельной цепью вращательного движения

На рис. 4.6. *a – e* обозначено: 1,2 – приводы; 3 – стопа; 4 – корпус робота; 5 – траектория перемещения робота.

Для реализации перемещений в изображенных движителях могут быть использованы приводы и механизмы, рассмотренные в предыдущих разделах, в том числе линейные двигатели и встраиваемые электродвигатели вращательного движения.

4.2. Механизмы исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов

4.2.1 Основные характеристики механизмов исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов

Исполнительная кинематическая цепь (ИКЦ) манипуляционных роботов служит для осуществления перемещения рабочего инструмента робота в заданные точки или по заданной траектории в процессе выполнения работы. ИКЦ представляет собой совокупность звеньев, последовательно соединенных между собой кинематическими парами, и механизмов передачи (преобразования) движения от исполнительных двигателей к звеньям.

Кинематической парой называют подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев. По характеру соприкосновения звеньев кинематические пары делят на низшие, если элементы звеньев соприкасаются только по поверхности, и высшие, если элементы звеньев сопри-

касаются только по линиям или в точках. При этом линейный или точечный контакт понимается как первоначальный при соприкосновении звеньев без усилия, а под нагрузкой звенья, образующие высшую пару, будут соприкасаться по некоторой фактической поверхности, называемой пятном контакта. Преимущество низших кинематических пар по сравнению с высшими - возможность передачи больших сил, поскольку контактная поверхность соприкасающихся звеньев низшей пары может быть весьма значительна. Применение высших пар позволяет уменьшить трение (пример - шарикоподшипник) и получать нужные, самые разнообразные законы движения выходного звена путем придания определенной формы звеньям, образующих высшую пару. Кинематические пары во многом определяют работоспособность и надежность исполнительного устройства промышленного робота, поскольку через них передаются усилия от одного звена к другому; в кинематических парах, вследствие относительного движения, возникает трение, элементы пары находятся в напряженном состоянии и в процессе изнашивания. Конструкция сложных кинематических пар наряду с повышением жесткости и точности должна обеспечивать непринужденную сборку узлов и позволять исполнительному механизму сохранять заданное число степеней подвижности при возможных деформациях стойки, валов, осей и других деталей под действием внешних нагрузок. В исполнительных механизмах промышленных роботов используют кинематические пары только 5, 4 и 3 классов, но в основном кинематические пары 5-го класса. Пары 4 и 3 классов эквивалентно заменяют комбинацией двух или трех пар 5-го класса т.е. кинематическим соединением – кинематической цепью, конструктивно заменяющей в исполнительном механизме кинематическую пару.

Число степеней подвижности (координат) является одной из основных характеристик ИКЦ манипулятора. Для полного осуществления пространственного движения необходимо иметь в манипуляторе шесть степеней подвижности, из них три нужны для приведения конца манипулятора в требуемую точку пространства (переносные движения), еще три – для получения необходимой угловой ориентации захватного устройства (ориентирующие степени подвижности). Под степенями подвижности манипулятора (степенями свободы) понимают обобщенные координаты, определяющие в пространстве положения

его звеньев. Число степеней подвижности манипулятора n определяется по формуле:

$$n = 6k - \sum_{i=1}^5 iP_i, (4.1)$$

где k – число подвижных звеньев; P_i – число кинематических пар i -го класса. Различают следующие степени подвижности: координатные (глобальные) - обеспечивающие выведение манипулятора в зону манипулирования; переносные (рабочие) - определяющие выведение захвата в заданные места рабочей зоны; ориентирующие (локальные) – обеспечивающие требуемые ориентации захвата в заданном месте рабочей зоны. Если рабочая зона является объемной, то манипулятор должен иметь не менее трех переносных степеней подвижности. В случае плоской зоны манипулирования достаточно иметь лишь две переносные степени свободы. Увеличение числа степеней подвижности усложняет манипулятор, но одновременно увеличивает его маневренность, т.е. способность обходить препятствия в рабочей зоне. Компоновка манипулятора зависит от выбранной системы координат его функционирования.

Согласно ГОСТ 25868-85, **рабочее пространство** работа - это пространство, в котором может находиться исполнительное устройство при функционировании манипулятора.

Рабочая зона - это часть рабочего пространства, в которой может находиться рабочий орган манипулятора при функционировании ПР. Как правило, вид данной зоны определяется региональными перемещениями работа и зависит от его конструкции и кинематической компоновки (структурно-компоновочной схемы). Вид рабочей зоны как части трехмерного рабочего пространства определяется видом движений, осуществляемых транспортными перемещениями звеньев ИКЦ. В большинстве практических конструкций используется 4 вида рабочей зоны, обусловленные главным образом, структурой ИКЦ манипуляционного работа.

1 Рабочая зона в виде прямоугольного параллелепипеда, реализуемая поступательными взаимно ортогональными перемещениями трех звеньев ИКЦ (так называемая декартова система координат), представленная на рис. 4.7.

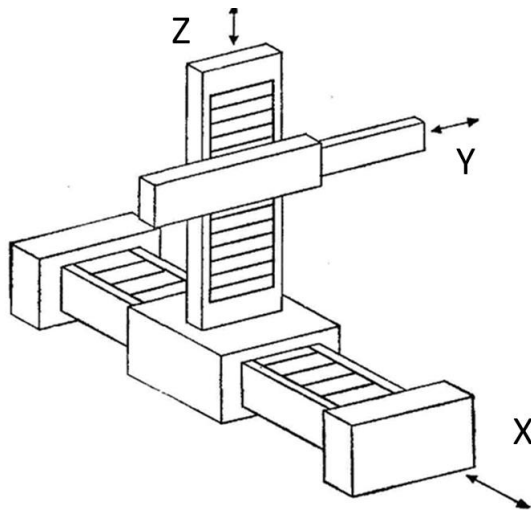


Рис. 4.7 Декартова система координат ИКЦ

Поступательные перемещения трех звеньев ИКЦ осуществляются вдоль координатных осей XYZ . Последовательность перемещений произвольная, а система координат преимущественно правая.

2 Рабочая зона в виде части цилиндра, реализуемая двумя поступательными взаимно ортогональными X , Z и одним вращательным φ_z перемещениями трех звеньев ИКЦ (так называемая цилиндрическая система координат), представленная на рис. 4.8.

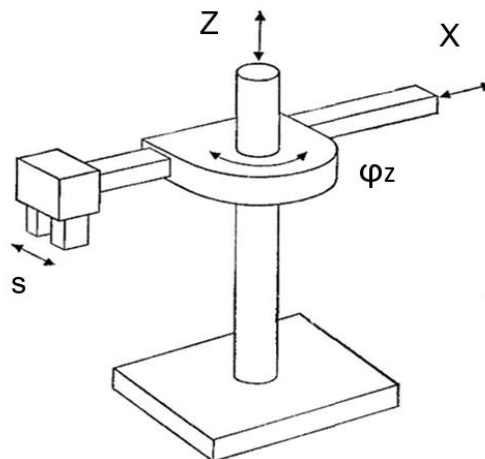


Рис. 4.8 Цилиндрическая система координат ИКЦ;
 S – движение схвата при зажиме предмета

3 Рабочая зона в виде части сферы, реализуемая двумя вращательными и одним поступательным перемещениями трех звеньев ИКЦ (так называемая сферическая система координат), представленная на рис. 4.9.

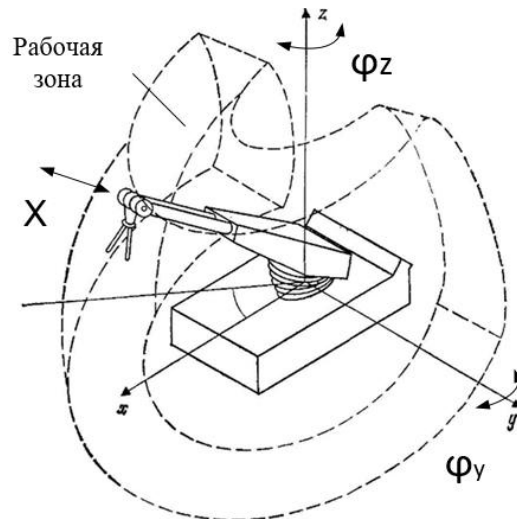


Рис. 4.9 Сферическая система координат ИКЦ

4 Рабочая зона в виде части сферы, реализуемая тремя вращательными перемещениями трех звеньев ИКЦ (так называемая ангулярная или угловая система координат), представленная на рис. 4.10. Манипулятор действующий в ангулярной системе координат, не имеет поступательных кинематических пар, а имеет только вращательные кинематические пары. Манипулятор такого типа очень напоминает руку человека, поскольку имеет «плечевое» и «локтевое» сочленения, а также «запястье». Его зона обслуживания значительно больше, чем у роботов других типов. Он способен обходить препятствия гораздо более разнообразными путями и даже складываться, но вместе с тем он сложен в управлении.

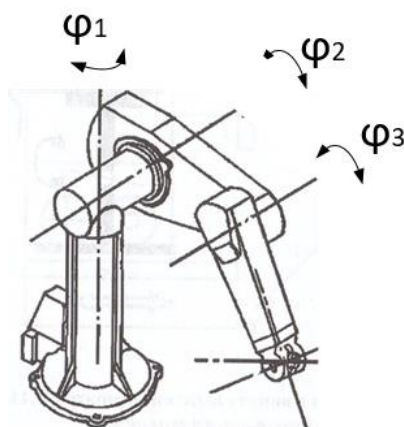


Рис. 4.10 Ангулярная система координат ИКЦ

Анализ приведенных схем манипуляторов показывает две основные особенности:

- оси кинематических пар расположены параллельно либо перпендикулярно друг другу,

- звенья соединены в последовательную кинематическую цепь.

Вместе с тем они имеют ряд существенных недостатков: - низкий показатель грузоподъемность/масса манипулятора, что обусловлено последовательной схемой соединения звеньев. Действительно, каждый привод должен перемещать не только полезную нагрузку, но и все последующие по цепи звенья. - погрешности в перемещениях всех шарниров суммируются на концевой точке манипулятора, что приводит к низкой точности позиционирования манипуляторов по сравнению с машинами с декартовой компоновкой, - относительно низкая жесткость манипуляционных роботов, так как упругое отклонение рабочего органа есть результат накопления деформаций по цепи по всем степеням подвижности робота. Причем весовые коэффициенты этой суммы пропорциональны расстояниям от концевой точки до осей соответствующих шарниров

Зона обслуживания манипулятора – это часть рабочей зоны, в которой находится рабочий орган манипулятора при реализации конкретной рабочей операции. Введение данного параметра обусловлено тем, что внутри рабочего пространства не все его части одинаково приспособлены для различных операций. Поэтому и выделяется некоторая зона обслуживания, в которой целесообразнее, согласно конструктивным особенностям ПР, выполнять требуемую операцию.

Зона совместного обслуживания - часть пространства, в котором возможны перемещения объекта манипулирования несколькими ПР. Описанная зона представляет собой характеристику робототехнического комплекса при использовании нескольких роботов.

Под маневренностью манипулятора понимают число его степеней подвижности при неподвижном схвате. Маневренность характеризует возможность кинематической цепи манипулятора занимать разные положения при одном и том же положении схвата. Маневренность манипулятора зависит не только от вида и числа кинематических пар, но и от их расположения.

В общем случае для каждой точки рабочей зоны манипулятора существует некоторый телесный угол ϕ – **угол сервиса**, внутри которого схват может подойти к этой точке. Как известно, величина телес-

ного угла определяется отношением площади сферы, вырезанной телесным углом, к квадрату радиуса сферы, поэтому максимальное значение угла 4π ср (стерадиан).

Отношение угла ϕ к его максимальному значению $\phi = \phi(4\pi)$ называют коэффициентом сервиса в данной точке. Величина ϕ может изменяться от нуля для точек на границе рабочей зоны, где схват может быть подведен в единственном направлении, до единицы для точек зоны полного сервиса, где схват может быть подведен в любом направлении.

Определение значения коэффициента сервиса ϕ связано с анализом движения звеньев механизма манипулятора при различных фиксированных положениях центра схвата.

Конструкция ПР зависит и от количества рук манипуляционной системы, управляемой одним и тем же устройством управления, а также от типа устройств передвижения [4].

При известной структуре исполнительной кинематической цепи манипулятора, задачей синтеза является определение размеров звеньев и перемещений в кинематических парах по заданным критериям. В качестве таких критериев используются наибольший объем рабочей зоны, минимум двигательной избыточности, условие реализации движения по заданной траектории, заданным положениям объекта в пространстве. Поскольку основной задачей манипулятора технологического робота является перемещение рабочего инструмента, критерий синтеза его исполнительной цепи должен быть выбран исходя из требований к качеству выполнения технологического процесса обработки объекта. Показателем, во многом определяющим качество выполнения операций резки, сварки, термической обработки, и т.д., является плавность движения рабочего инструмента по заданной траектории с требуемой скоростью. Исходя из этого, может быть сформулирован и критерий синтеза исполнительной кинематической цепи манипуляторов технологических роботов.

В известных литературных источниках в качестве оценок скоростных свойств манипуляторов используются мобильность конфигурации, коэффициент передачи скорости или коэффициент неравномерности пучка возможных скоростей. Однако, эти показатели позволяют

определять только скорости конечного звена в различных точках пространства и распределения скоростей по направлениям в зависимости от конфигурации манипулятора.

Плавность движения является динамической характеристикой и зависит от большого количества факторов, которые на данном этапе не могут быть учтены. В тоже время желательно уже при геометрическом синтезе исполнительной кинематической цепи оптимизировать манипулятор по указанному выше показателю.

4.2.2 Конструктивно – компоновочные и кинематические схемы механизмов исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов

Конструктивно- компоновочное выполнение ИКЦ манипуляционного робота зависит от большого количества следующих показателей и характеристик [3]:

функциональные – число, вид и взаимное расположение степеней подвижности; число и диапазоны установок точек позиционирования по каждой степени подвижности; формы, размеры и расположение рабочей грузоподъемности робота; возможные технологические усилия на рабочих органах; диапазоны скоростей и ускорений рабочих органов робота и точность их задания; адаптацию робота или его схватов к погрешностям расположения, формы и массы объектов манипулирования;

конструктивные – способ установки робота (напольный, на портале, встроенный и др.); формы, размеры и расположение рабочего пространства – множества точек, в которых могут находиться элементы конструкции ПР; виды и диапазоны регулирования взаимного расположения степеней подвижности; систематические погрешности позиционирования; случайные статические и динамические погрешности; максимальные ускорения при разгоне и торможении; податливость манипулятора, собственные частоты и коэффициенты затухания; габариты, размеры, массу и т. д.;

эксплуатационные – показатели надежности и ремонтпригодности; время переналадки на новые объекты манипулирования или режимы

Обобщенно конструктивно - компоновочное выполнение ИКЦ манипуляционных роботов типовых схем выполнения переносных движений, приведенных в разделе 4.2.1, имеет следующие особенности.

Промышленный робот с линейной системой координатных перемещений имеет прямоугольную, или декартову, систему координат. Рассматриваемый манипулятор ПР имеет три линейных степени подвижности, реализованных одноподвижными поступательными кинематическими парами. Такая система перемещений обеспечивает прямолинейное движение рабочего органа в трёх взаимно перпендикулярных направлениях. Основание робота представляет собой корпус, выполненный в виде балочной, мостовой или порталной конструкции. По его направляющим поступательно перемещается в одном из горизонтальных направлений узел, реализующий вертикальное перемещение рабочего органа. Вертикальное перемещение относительно стойки (или колонны), совершающей горизонтальное движение относительно корпуса, выполняет подвижно закрепленная на ней тележка (или каретка). Второе горизонтальное перемещение рабочего органа в направлении, перпендикулярном движению стойки, обеспечивает «рука» манипулятора, совершающая движение относительно закрепленной на стойке тележки. Форма рабочего пространства, ограниченного крайними положениями рабочего органа, называемого рабочей зоной, представляет собой прямоугольный параллелепипед.

Простота и свойства системы линейных координатных перемещений манипуляторов с прямоугольной системой координат (удобство обслуживания рабочей зоны, относительно высокая жесткость) обеспечили использование таких ПР в стесненных условиях, в подвесном исполнении и при необходимости обеспечения высокой точности. Примерами могут служить обслуживание основного технологического оборудования (металлорежущие станки) и сборочных операций. Несмотря на все их преимущества (сравнительная простота манипулятора и его программирования), эти промышленные роботы используются сравнительно редко. Их недостатки это – увеличение габаритов при относительно малом объеме рабочей зоны, увеличение длительности циклограммы процесса. Как правило, для выполнения подобных работ используют каретки, подвешиваемые на направляющих, либо используют порталные конструкции.

Промышленный робот с цилиндрической системой координат имеет одну вращательную и две поступательные подвижные кинематические пары, которые образуют полярную систему координатных перемещений. В отличие от предыдущей схемы манипулятора с линейно системой координатных перемещений, у рассматриваемого колонна не перемещается относительно корпуса горизонтально, а совершает поворот вокруг своей оси.

Удобство конструкции и программирования способствовало более широкому распространению таких манипуляторов с полярной системой координатных перемещений. Эта система позволяет обслуживать рабочее пространство с большим объемом и облегчает планировку и компоновку рабочих мест и оборудования при создании робототехнических комплексов. Однако у этой системы координатных перемещений есть и недостаток. Им является затруднение обслуживания технологического оборудования, расположенного на небольшой высоте.

Промышленный робот со сферической системой координат, имеющий полярную систему координатных перемещений, имеет две вращательные подвижные кинематические пары и одну поступательную. В отличие от предыдущей схемы, в рассматриваемой еще одна поступательная кинематическая пара заменена на вращательную, однако «рука» манипулятора всё ещё способна совершать поступательные перемещения. Форма рабочей зоны такого манипулятора представляет собой полый шар, ограниченный сферической и двумя плоскими поверхностями.

Такие манипуляторы более громоздки по сравнению с предыдущими и нуждаются в более сложной системе программного управления. Тем не менее, их высокая универсальность, наряду с возможностью обслуживания рабочих зон большего объема (в сравнении с манипуляторами прямоугольной и цилиндрической систем координат), определили их ещё более широкое распространение.

Ангулярная система координатных перемещений является достаточно сложной как с конструкторской точки зрения, поскольку необходимы специальные меры для повышения точности и жесткости манипулятора, так и с точки зрения программирования. В результате, помимо сказанного, требуется использование более сложных устройств программного управления. В то же время, эти манипуляторы отличает

высокая универсальность и наибольший объем обслуживаемой рабочей зоны. Благодаря этому они хорошо компонуются с оборудованием, позволяя минимизировать производственные площади.

Исходя из показателей и характеристик, приведенных в начале раздела, существует достаточное разнообразие конструктивно-компоновочных схем выполнения ИКЦ, основные из которых представлены на рис. 4.11. Здесь обозначено: а) – напольно-стреловые с манипулятором на подвижной или неподвижной опорной части (картезианская схема); б) – тельферно-стреловые с манипулятором, прикрепленным к тельферной тележке, которая перемещается по подвижному мосту; в), г) – портално-стреловые, у которых опорная часть выполнена в виде портала; д) – напольные с шарнирно-стреловым манипулятором, закрепленным на подвижной или неподвижной опорной части; е) – порталные шарнирностреловые; ж) – напольно-шарнирные с шарнирным манипулятором, закрепленным на подвижной или неподвижной опорной части; з) – тельферно-шарнирные (на тельферной тележке); и) – мостошарнирные; к) – портално-шарнирные.

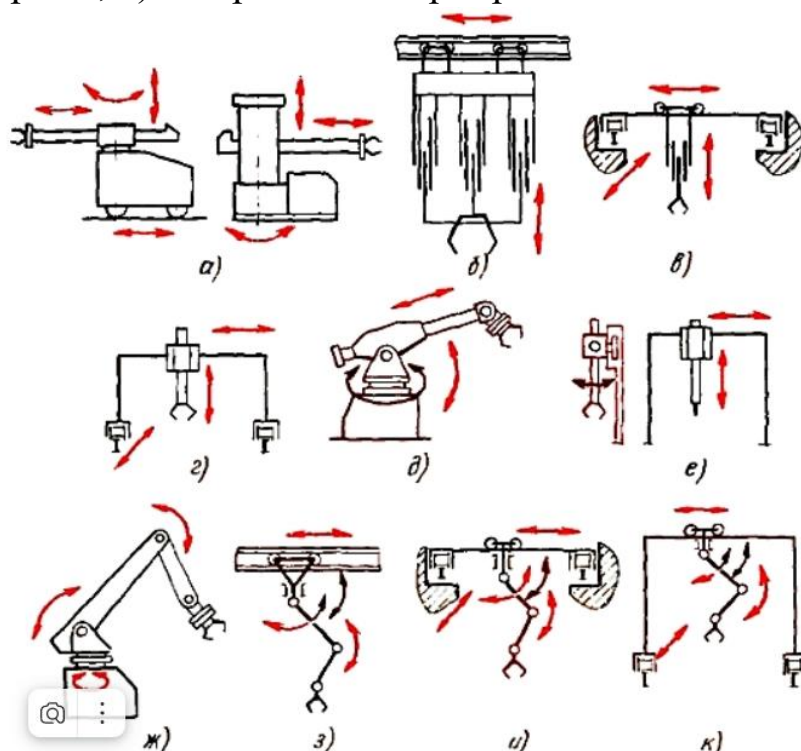


Рис. 4.11 Основные конструктивно-компоновочные схемы ИКЦ манипуляционных роботов

Все многообразие механизмов, представленных на рис. 4.11, и образующих конструкцию в части механической системы ИКЦ, можно свести к трем типам (по типу их кинематики):

1. телескопические (стреловидные) – трубчатая или коробчатая конструкция, сообщающая поступательное перемещение прикрепленному к ней исполнительному устройству.

2. шарнирные (шарнирно-сочлененные) – это шарнирный многозвенный механизм с открытой кинематической цепью (чаще применяется в сочетании с телескопической рукой);

3. параллелограммные – изготавливаются в виде параллелограммного механизма, дающего поступательное движение. Часто используется в конструкции манипуляторов с ручным управлением (сбалансированные погрузчики)

Типичным представителем картезианской схемы выполнения конструктивно-компоновочные схемы ИКЦ манипуляционных роботов является схема робота SIROBOT компании SIEMENS (Рис. 4.12).

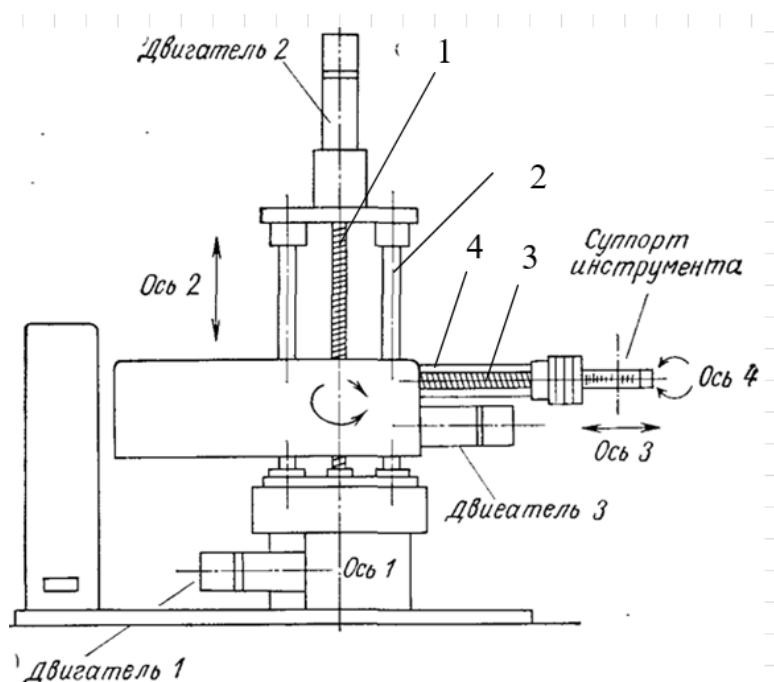


Рис. 4.12 Конструктивно-компоновочная схема ИКЦ манипуляционного робота SIROBOT компании SIEMENS

ИКЦ манипулятора робота имеет 4 степени подвижности (оси). Поступательные перемещения вдоль осей 2 и 3 выполнены с использованием шариковинтовых передач 1 и 3 и направляющих 2 и 4.

Примером использования параллелограммного механизма в ИКЦ манипуляторов является механизм ориентирующих перемещений робота ASEA (Швеция) (рис. 4.13), созданный еще в 70 годы прошлого века.

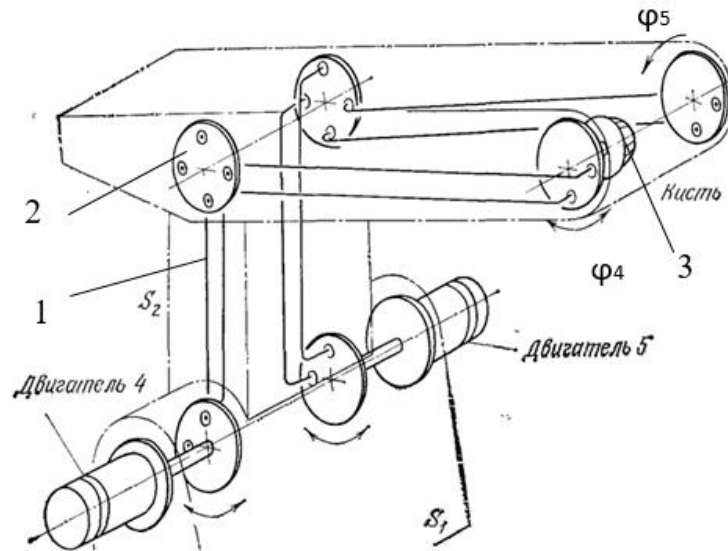


Рис. 4.13 Механизм ориентирующих перемещений робота ASEA

Известным примером ИКЦ шарнирно-рычажного типа является манипулятор робота KUKA (Германия), приведенном на рис. 4.14.

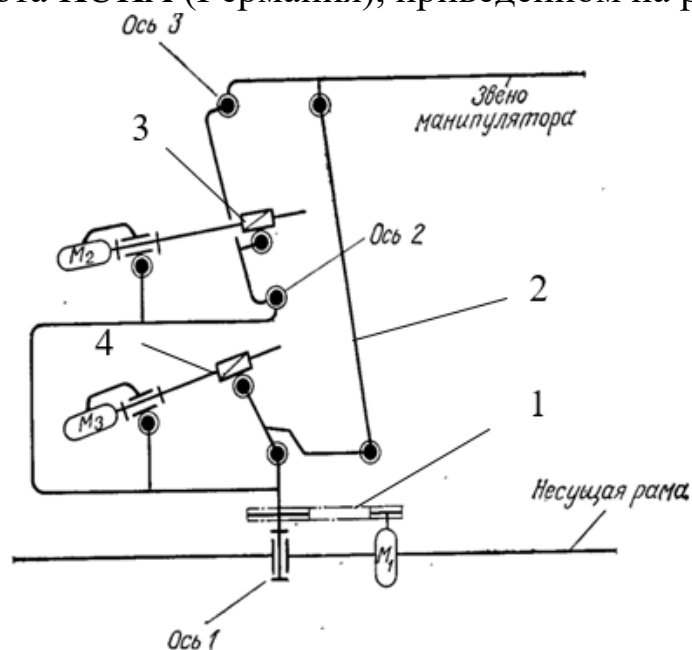


Рис. 4.14 Шарнирно – рычажная схема ИКЦ манипулятора робота KUKA

Перемещение манипулятора вокруг вертикальной оси осуществляется с помощью мотор-редуктора M_1 и передачи зубчатым ремнем 1. Поворот звена манипулятора вокруг горизонтальной оси 3 осуществляется от моторедуктора M_3 с применением передачи винт – гайка 4 и системы шарниров и рычагов 2 при неподвижном моторедукторе M_2 . Плоскопараллельное перемещение звена манипулятора в вертикальной плоскости происходит от мотор – редуктора M_2 с применением передачи винт – гайка 3 и системы шарниров и рычагов 2 при неподвижном моторедукторе M_3 .

Примером подобного выполнения ИКЦ манипулятора является серия роботов «Гравитон» под брендом АИМ компании «Атоминтел-маш» (рис. 4.14).



Рис. 4.14 Вид исполнительной системы манипулятора роботов серии «Гравитон»

В отличие от приведенной выше схемы робота КУКА в исполнительной системе роботов «Гравитон» используются двигатели в сочетании с высокоточными редукторами без использования передач винт – гайка.

Использование шарнирно-рычажных параллелограммных механизмов позволяет разместить приводные компоненты (двигатели, редукторы, МПД) на основании манипулятора, тем самым значительно сократить массу и объем подвижных звеньев сохранив высокую жесткость ИКЦ и точность работы робота.

Примером такого выполнения конструктивно – компоновочной схемы является механизм вращения оси 2 от двигателя 2 в манипуляторе робота MOTOMAN (рис. 4.15).

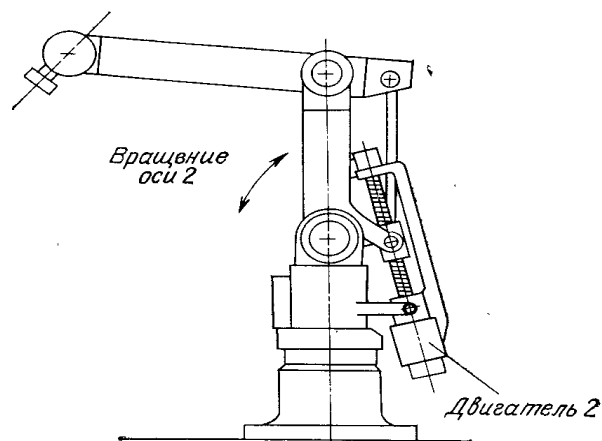


Рис. 4.15 Механизм вращения оси 2 от двигателя 2 в манипуляторе робота MOTOMAN

Примером эффективного использования шарнирно-рычажных параллелограммных механизмов являются отечественные роботы паллетайзеры серии «Фермион» компании «Атоминтелмаш» (Рис. 4.16).



Рис. 4.16 Вид исполнительной системы манипулятора роботов серии «Фермион»

Роботы этой серии отличаются высокой производительностью и точностью при малой массе звеньев. При грузоподъёмности 8 кГ и радиусе рабочей зоны до 1500 мм манипулятор имеет массу всего 132 кг.

Манипуляционные системы (манипуляторы) с последовательной структурой состоят из нескольких звеньев последовательно соединенных различными типами соединений. Так как один конец исполнительного устройства (ИУ) неподвижен, а второй свободно движется в пространстве, то их еще называют устройствами с разомкнутой кинематической цепью. К робототехническим системам механической обработки предъявляются повышенные требования по грузоподъемности, жесткости и точности. Поэтому предпочтение по сравнению с механизмами с последовательным расположением звеньев отдается механизмам параллельной структуры (МСПС). Эти механизмы отличаются тем, что выходное звено связано с основанием шестью соединительными кинематическими цепями, каждая из которых содержит одну поступательную пару, снабженную приводом, и две сферические пары. Обобщенными координатами здесь являются расстояния между центрами сферических пар, поэтому данные механизмы получили название 1-координатных.

Выходное звено МСПС соединено с основанием некоторой кинематической цепью, у которой общее число звеньев не больше шести. Такая кинематическая цепь при отсутствии локальной внутренней подвижности и линейной зависимости между кинематическими винтами пар, налагает D связей на движение выходного звена:

$$D = -6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1, \quad (4.2)$$

где n – количество промежуточных звеньев цепи; p_5, p_4, \dots, p_1 – количество одно-, двух-, ..., пятиподвижных пар (подсчет p_5, p_4, \dots, p_1 ведется после замены кинематических соединений эквивалентными кинематическими парами). Если $D=0$, то присоединяемая цепь не налагает связей на движение выходного звена; при $D < 0$ в присоединяемой цепи имеется подвижность, не связанная с перемещением выходного звена; если $D > 0$, то присоединение цепи приводит к уменьшению числа степеней свободы на D .

Далее будут рассматриваться структуры, у которых $D \geq 0$. При этом структурная формула имеет вид:

$$W = 6 - \sum_{i=1}^k D_i = 6 + \sum_{i=1}^k (6n_i - 5p_{5,i} - \dots - p_{1,i}), \quad (4.3)$$

где W – число степеней подвижности механизма; n_i – количество промежуточных звеньев i -й соединительной цепи; $p_{5,i}, p_{4,i}, \dots, p_{1,i}$ – количество одно-, двух-, ..., пятиподвижных пар i -й цепи; i, k – номер и число присоединяемых кинематических цепей.

Классификация механизмов параллельной структуры может быть представлена в виде, показанном на рис. 4.17.

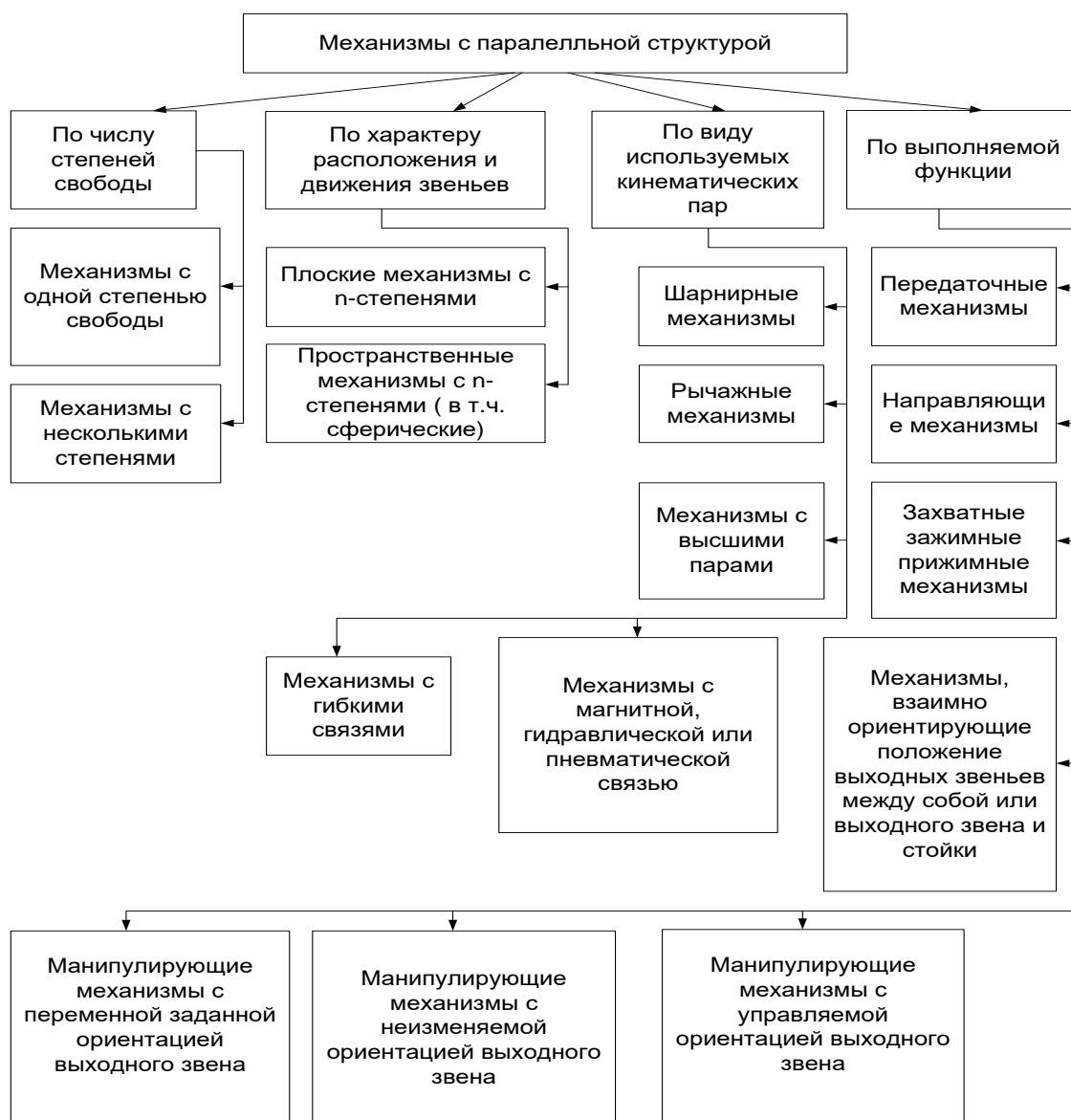


Рис. 4.17 Классификация МСПС

Из всего многообразия механизмов параллельной структуры особый интерес представляет класс механизмов, в которых все звенья работают на растяжение-сжатие. В него входят механизмы, все приводы

которых должны быть линейными, а оси сопряженных звеньев должны пересекаться в одной точке.

Одним из первых таких механизмов была платформа Стюарта, а позднее манипулятор Данилевского. Исследования; показали, что, изменяя взаимное расположение центров шарниров основания и выходного звена, можно получить целый ряд МСПС. Разновидности механизмов параллельной структуры подробно рассмотрены в работах В.А. Глазунова, А.Ф. Крайнева, А.Ш. Колискора и других авторов.

В области параллельных механизмов с шестью степенями свободы, наиболее популярным является шестистепенной параллельный механизм с совмещенными шарнирами, обычно называемый платформой Гауфа-Стюарта или гексаподом (рис. 4.18)

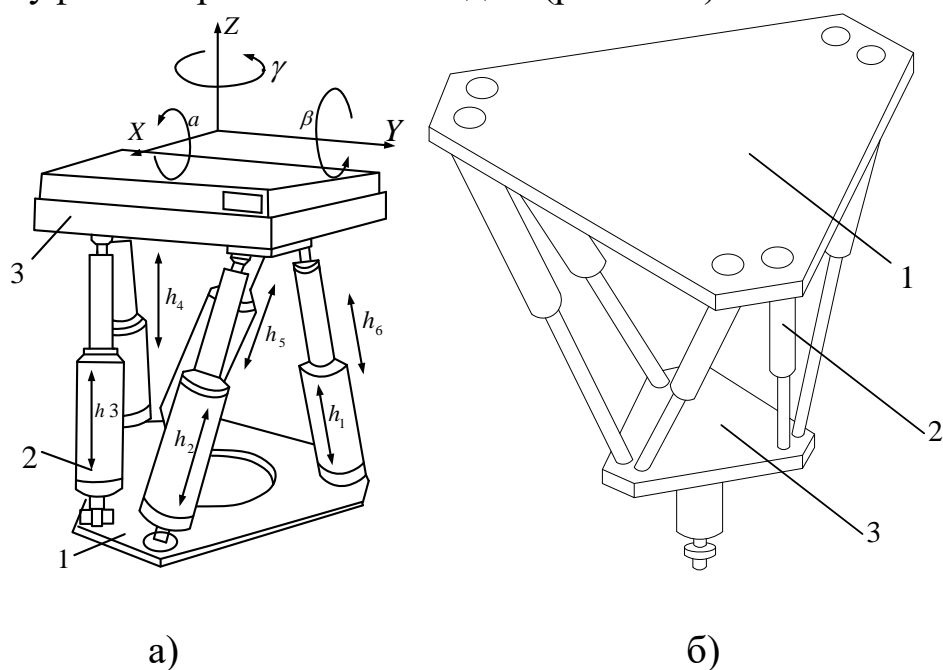


Рис. 4.18 Общий вид платформы Стюарта: а) классическая схема; б) обращенная схема

Гексапод, представленный на рис. 4.18, выполнены на базе шести мехатронных телескопических устройств 2 поступательного перемещения, например, шариковых винтовых передач (ШВП). Для изменения их длины служат регулируемые электроприводы. Контроль за перемещением осуществляется датчиками положения. Одним концом телескопическое устройство шарнирно соединено с основанием 1 (нижней платформой, рис. 4.18, а), а другим (также шарнирно) – с подвижной верхней платформой 3, на которой расположен исполнительный

орган (ИО) (например, инструментальная или измерительная головка, испытуемая деталь и т. д.) Программно задавая различное перемещение каждого винта ($h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6$), можно управлять положением ИО по шести координатам ($X, Y, Z, \alpha, \beta, \gamma$).

При обращенной схеме (рис. 4.18, б) опорный шестиугольник 1 (конструкция, его несущая, не показана) располагается вверху, а треугольная подвижная платформа 3, находится внизу.

Кинематическая схема классической платформы Стюарта с совмещенными шарнирами представлена на рис. 4.19, а.

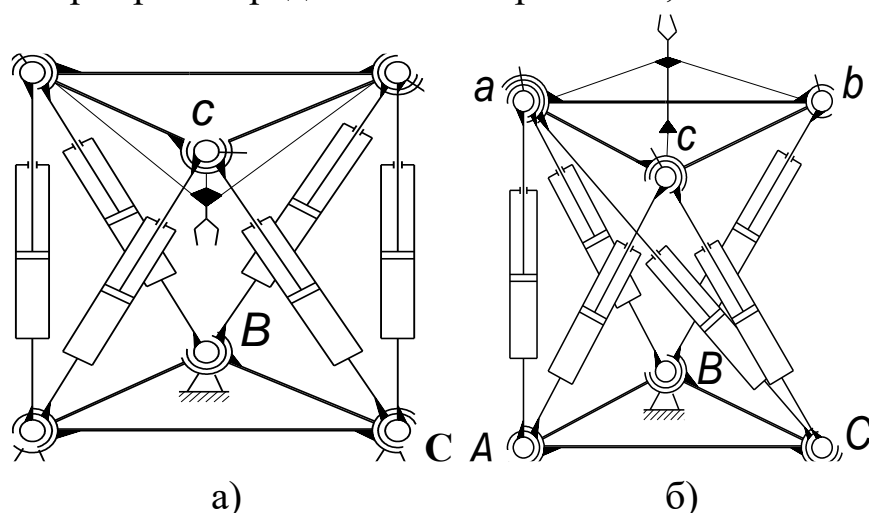


Рис. 4.19 Кинематическая схема платформы Стюарта с совмещенными шарнирами: а) классическая платформа; б) платформа типа Flagge Parallel Manipulators

Кинематическая схема (рис. 4.19, б), отличающаяся порядком присоединения приводных звеньев к платформе, состоит из треугольного основания и треугольной платформы, соединенных между собой шестью приводными звеньями сгруппированными следующим образом: к точке а платформы присоединены три приводных звена, к точке б одно и к точке с два приводных звена. Подобные МСПС получили название Flagge Parallel Manipulators.

В схеме, представленной на рис. 4.20 шарниры приводных звеньев разнесены таким образом, что каждое звено соединено только с платформой и основанием.

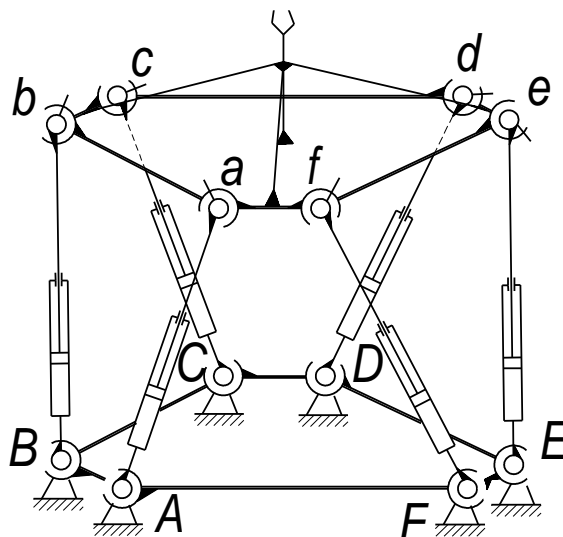


Рис. 4.20 Кинематическая схема с разнесенными шарнирами

Такие манипуляторы имеют меньшую рабочую область, чем классический вариант платформы Стюарта. Но при этом обладают рядом преимуществ. Важным достоинством представленной схемы является простота её реализации и более низкая стоимость, чем в первом случае. Также несложно заметить, что для манипуляторов, построенных по данной схеме упрощается процесс обхода особых положений. Это достигается путем поворота одного или нескольких приводов вокруг вертикальной оси.

Примером многоманипуляционной робототехнической системы, состоящей из двух манипуляторов, работающих с одним общим объектом является исполнительная кинематическая цепь робота-станка с механизмами относительного манипулирования параллельной структуры [1].

Механизмы относительного манипулирования параллельной структуры обеспечивают высокую точность воспроизводимых движений и высокое быстродействие. Их можно использовать для осуществления технологических процессов обработки или сборки изделий, обладающих небольшой массой. Общий структурный признак системы относительного манипулирования – это наличие двух выходных подвижных звеньев Д3 и Д4, которые перемещаются двумя манипуляторами, расположенными на одном основании 3 (рис. 4.21).

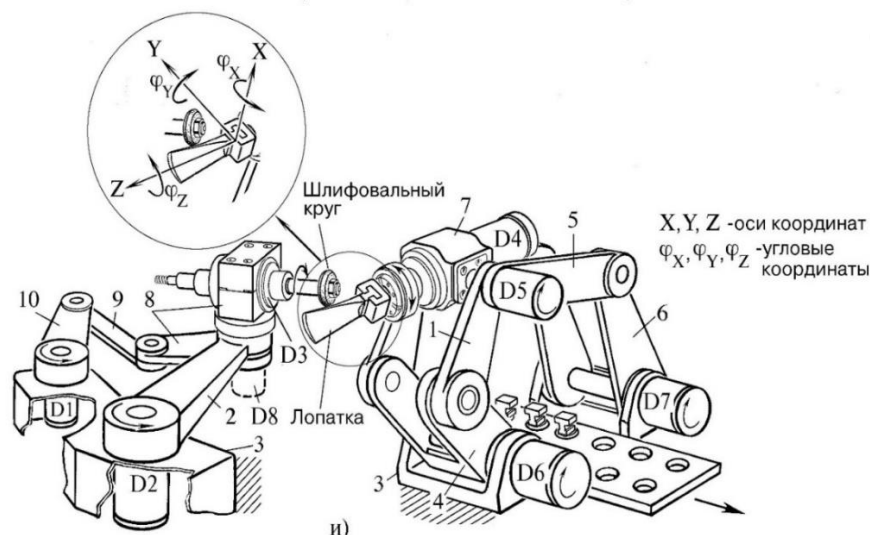


Рис. 4.21 Механизмы относительного манипулирования: (D1 – D7) – исполнительные электродвигатели; (1 – 10) – элементы кинематических цепей

Существенные преимущества механизмов параллельной структуры определяются тем, что они воспринимают нагрузку подобно пространственным фермам. Выходное звено механизмов параллельной структуры связано с основанием несколькими кинематическими цепями, каждая из которых оснащена приводом либо налагает некоторое количество связей на движение выходного звена. Поэтому к недостаткам МСПС можно отнести меньшее рабочее пространство, ограниченные углы поворота подвижной платформы, более сложную конструкцию механизма и относительно небольшую манипулятивность. Кроме того, в процессе работы МСПС возникают такие конфигурации кинематической схемы «особые положения» - сингулярности, которые могут привести к потере управляемости механизмом. Вид манипулятора с ИКЦ параллельной структуры представлен на рис. 4.22.

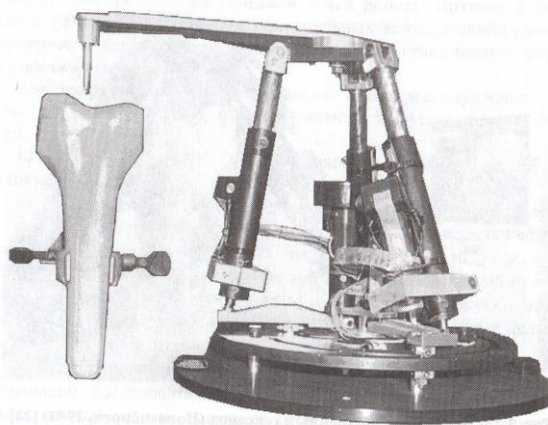


Рис. 4.22 Вид манипулятора с ИКЦ параллельной структуры

Разновидностью шарнирно –рычажных и параллельных структур ИКЦ являются роботы с дельта – манипуляторами (дельта-роботы). ИКЦ дельта-робота, являющихся подвесными роботами, представляет собой (Рис. 4.23) совокупность рычагов 1, шарнирно соединенных с основанием 2 и рабочим органом 3.

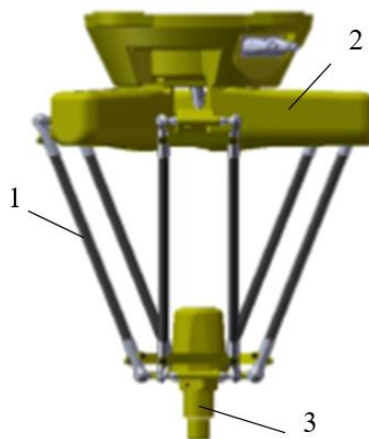


Рис. 4.23 Конструктивно-компоновочная схема ИКЦ манипулятора дельта-робота

Высокоэффективным методом построения ИКЦ роботов является агрегатно-модульный метод сутью которого является построение исполнительной системы требуемой структуры из отдельных модулей устройство которых позволяет выполнять комбинацию последовательности их размещения в структуре ИКЦ.

Агрегатно-модульный метод построения предполагает создание конструкции ПР на базе ограниченной группы нормализованных узлов, и имеет ряд преимуществ, которые можно свести к следующему: - возможность получение специализированных машин, наиболее полно отвечающих требованиям решения конкретной технологической задачи и не обладающих избыточностью функций, и поэтому более дешевых по сравнению с универсальными ПР. При этом специализированные ПР выполняются не по индивидуальным проектам, а являются отдельными представителями предварительно разработанной гаммы;

- сокращение времени и трудоемкости проектирования специализированных ПР, так как агрегатное построение конструкции позволяет более полно использовать выполненные ранее разработки и расширять гамму изделий путем добавления новых узлов и их комбинаций на базе ранее разработанных узлов;

- увеличение надежности ПР за счет отработанности входящих в него узлов и наибольшего соответствия данной конструкции решаемой задаче;

- улучшение условий эксплуатации и повышение ремонтпригодности парка ПР за счет уменьшения числа вариантов конструкций узлов и деталей;

- удешевление производства за счет снижения номенклатуры деталей в производстве и увеличения серийности их выпуска.

Одной из разновидностей агрегатного принципа построения ПР является модульный принцип. При этом обычно подразумевается создание ПР на базе функциональных модулей, имеющих все необходимые элементы, включая приводы, датчики обратной связи и т.п., необходимые для обеспечения модулем своего функционального назначения. При построении ПР модули соединяются между собой в требуемом порядке, а также производится подсоединение силовых и управляющих коммуникаций. Модульный принцип построения ПР по сравнению с методом построения на базе более мелких нормализованных узлов имеет преимущество в части большего удобства при создании и перестройке ПР и сокращения числа узлов, входящих в конкретный ПР.

Несмотря на очевидные достоинства модульного принципа построения ПР, имеется ряд и недостатков:

- завышенная масса исполнительной системы манипулятора;
- снижение надежности информационных каналов вследствие значительного количества разъемных соединений;
- необходимость обеспечения высокой жесткости стыковочных узлов модулей.

Примером модульного построения манипуляционной системы роботов является отечественный робот РПМ25 [17]. На рис. 4.24 приведены конструктивные схемы основных модулей робота. Основные модули робота РПМ 25 : - модуль поворота; - модуль двойного качания;

- модуль качания руки; - модуль качание рычага с рукой; - модуль руки с двумя степенями свободы; - модуль качания кисти и поворота;
- модуль руки с тремя степенями свободы; - модуль вращение кисти руки; - модуль качания кисти,
- модуль привода схвата пневматический.

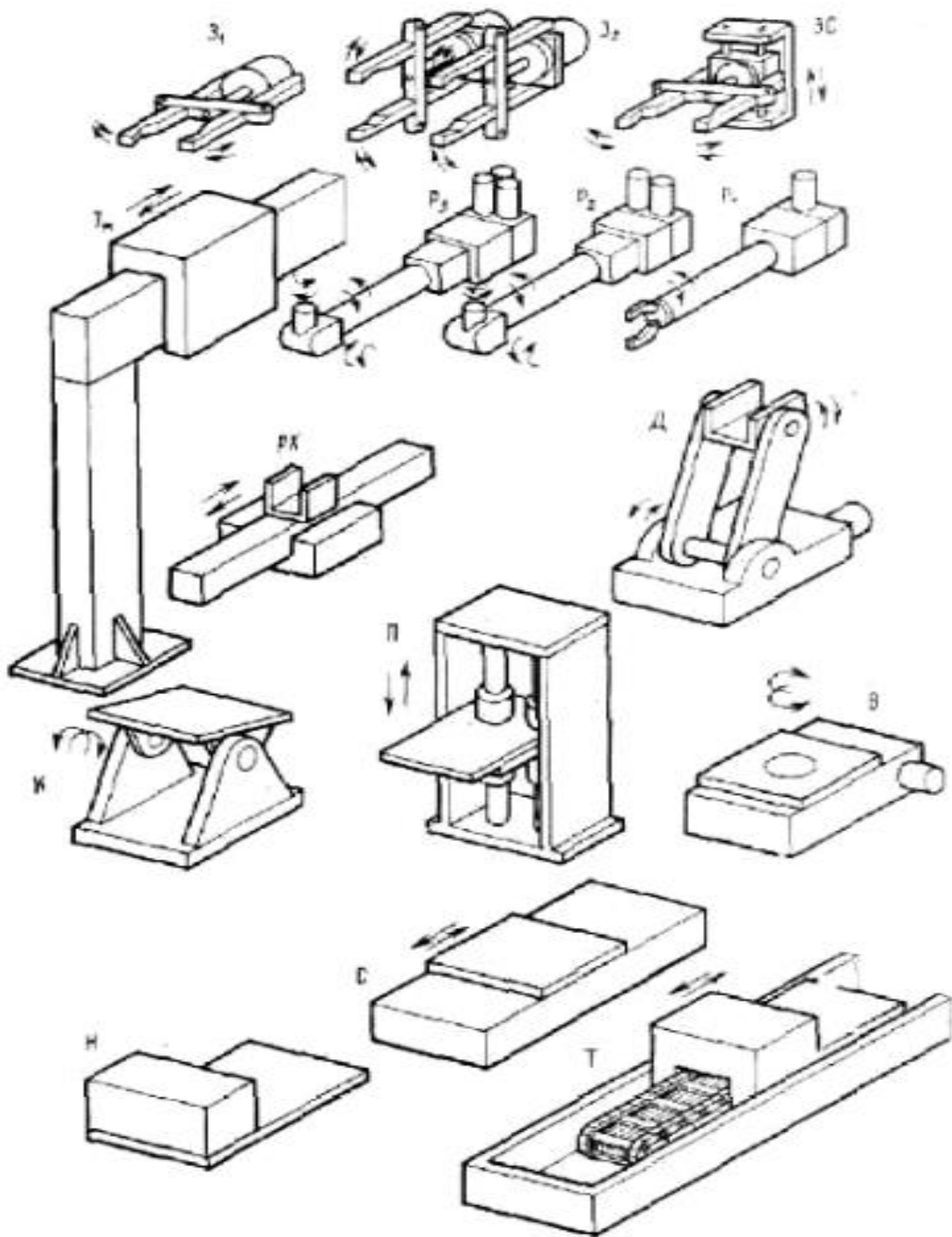


Рис. 4.24 Модули исполнительной системы робота РПМ 25

Из 12 модулей можно скомпоновать 144 варианта структуры ИКЦ манипуляционной системы робота. На рис. 4.25 – 4.28 приведены кинематические схемы передачи движения в манипуляторах с использованием механических передач.

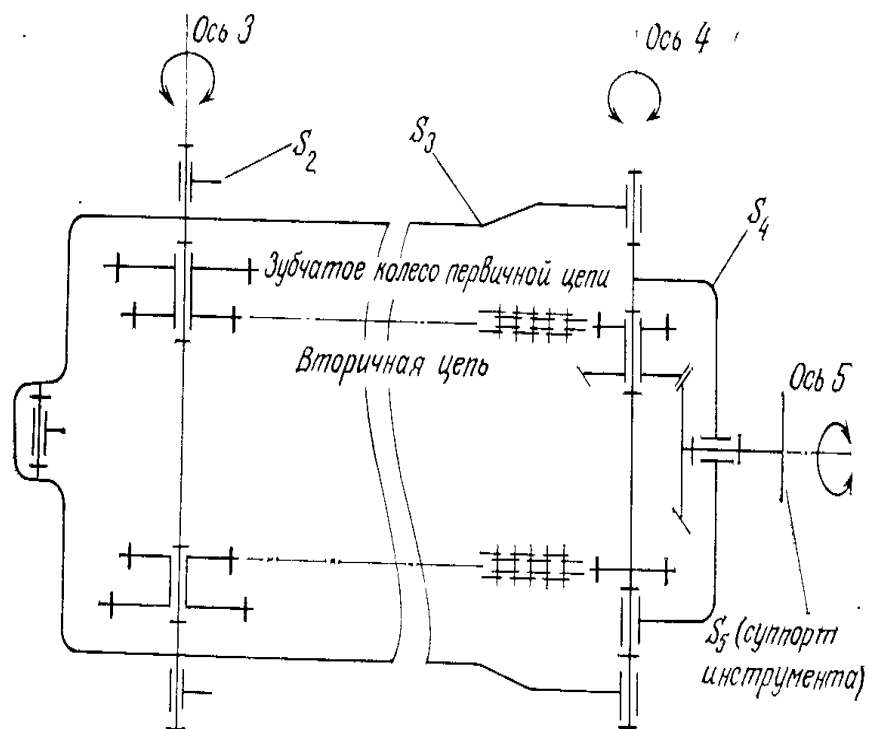


Рис. 4.25 Кинематическая схема передачи движения в манипуляторе с использованием зубчатых и цепных передач

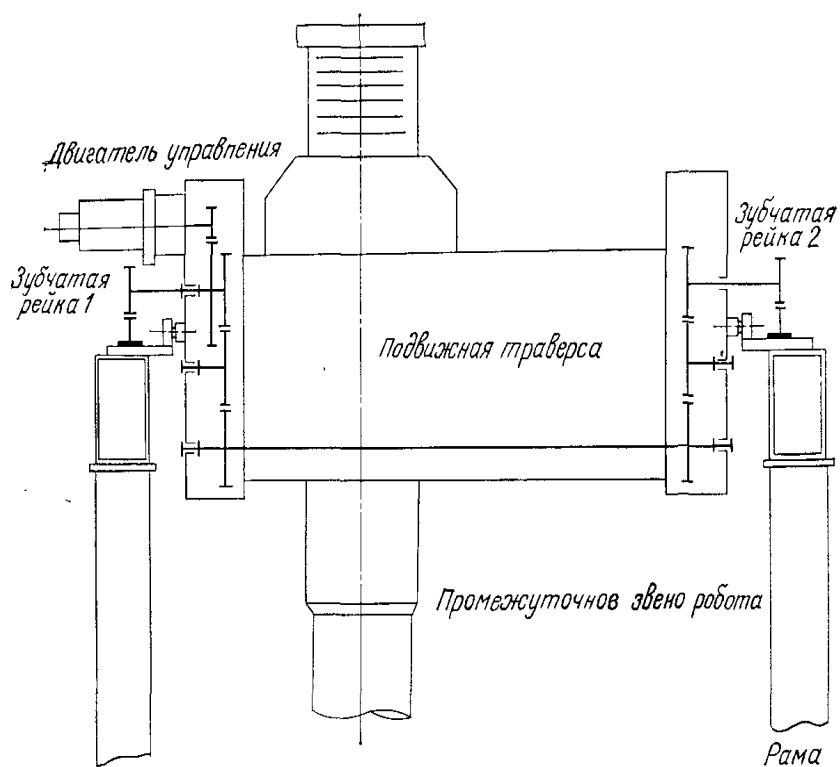


Рис. 4.26 Кинематическая схема передачи движения в манипуляторе с использованием зубчатых и реечных передач

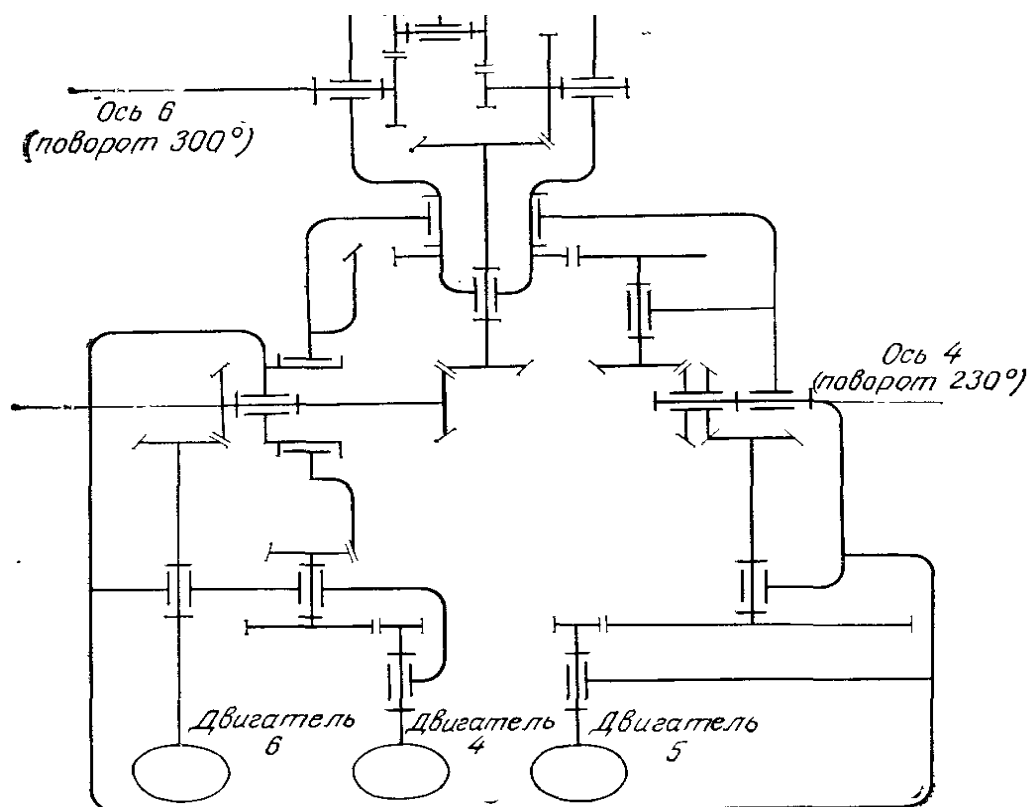


Рис. 4.27 Кинематическая схема передачи движения в манипуляторе с использованием зубчатых передач

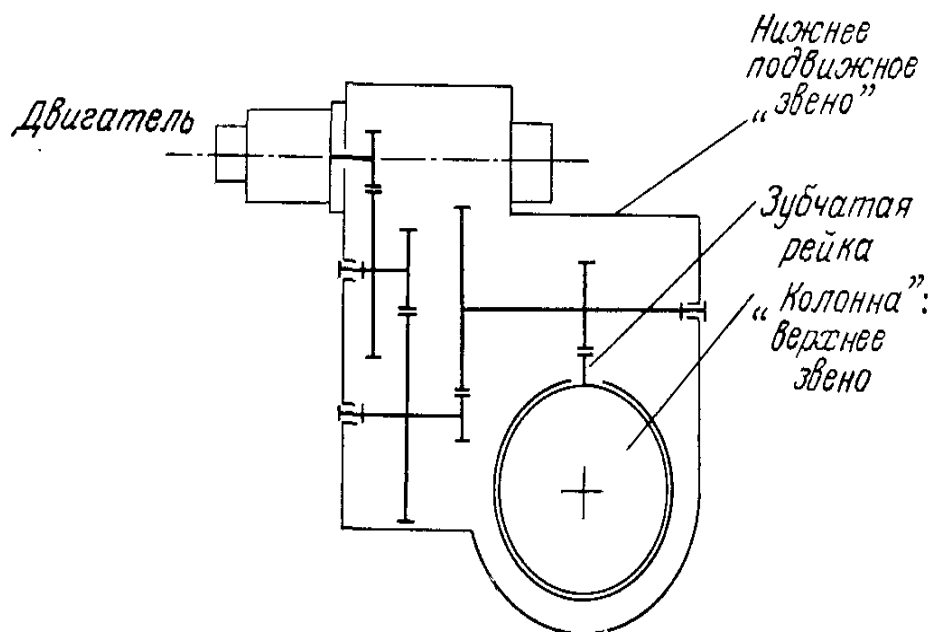


Рис. 4.27 Кинематическая схема передачи движения в манипуляторе с использованием зубчатых и реечной передач

4.3. Механизмы уравнивания

В большинстве структур ИКЦ манипуляционных роботов приводы перемещения звеньев воспринимают большие статические нагрузки от сил веса звеньев, значительно превышающие статическую нагрузку от веса переносимого груза в схвате. Это требует значительного увеличения мощностей двигателей приводов и, следовательно, массы двигателей и механизмов преобразования движения. Для уменьшения и исключения действия статической нагрузки на двигатели в робототехнике используются три метода [19]:

1 В приводах с вращательными степенями подвижности оси кинематических пар размещаются по направлению действия сил веса звеньев, например, в манипуляторе робота SKARA (рис. 4.29), рука которого поворачивается в горизонтальной плоскости.

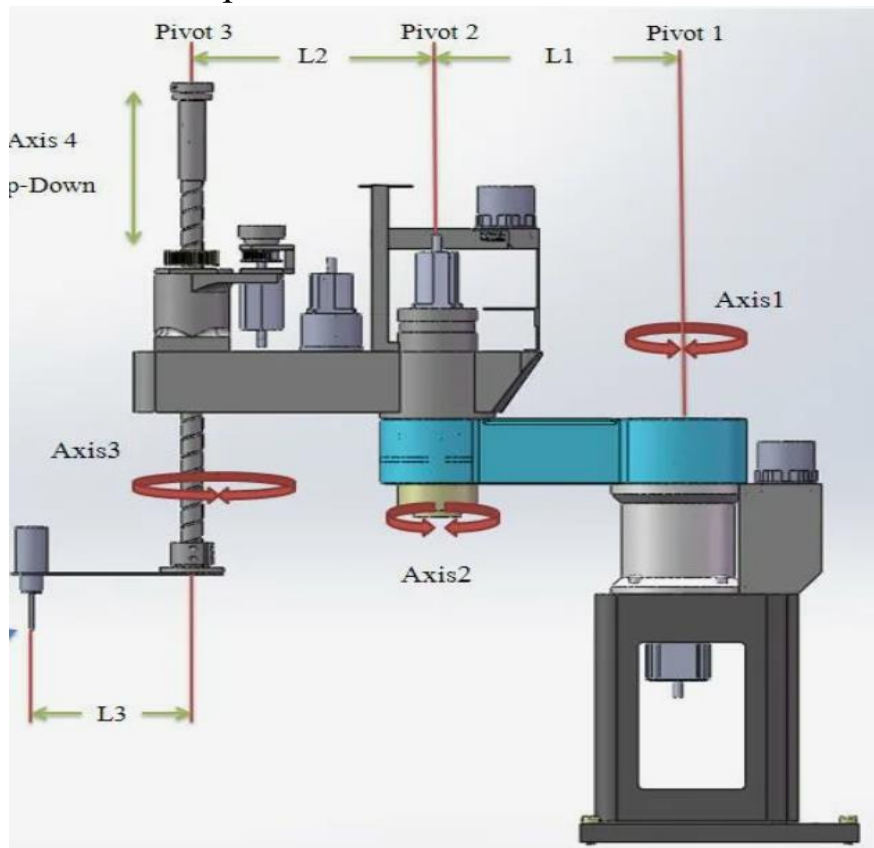


Рис. 4.29 Схема движений руки манипулятора робота SKARA

Такая структура ИКЦ в значительной степени уменьшает кинематические возможности манипулятора.

2 Установка противовесов для смещения центров масс звеньев на оси кинематических пар. Очевидным недостатком такого метода является значительное увеличение массы манипулятора и моментов инерции его звеньев.

3. Более эффективным представляется статическое уравновешивание звеньев манипулятора с помощью пружин. Однако непосредственное их использование затруднительно, так как обычная пружина имеет линейный закон изменения силы от деформации, тогда как значения необходимых статических моментов уравновешивания зависят от тригонометрических функций углов положения звеньев манипулятора. Тем не менее на практике известен ряд пружинных механизмов (рис. 4.30), дающих необходимую зависимость «сила-перемещение», что и позволяет с их помощью точно решить задачу уравновешивания.

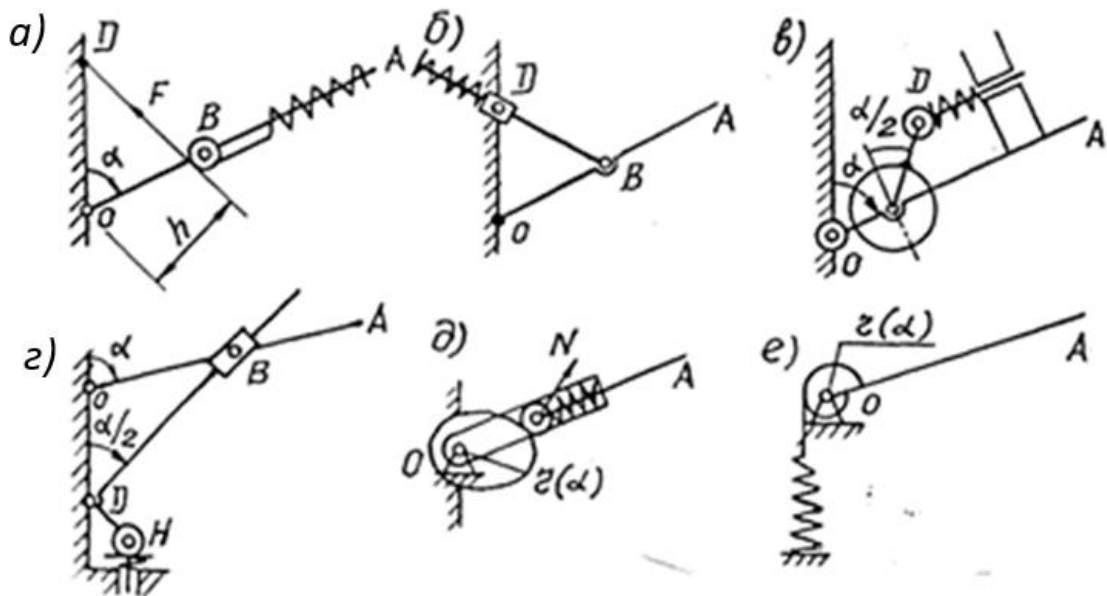


Рис. 4.30 Варианты исполнения пружинных механизмов статического уравновешивания звеньев манипуляторов

Пружина растяжения одним концом в точке жестко закрепляется на качающемся звене A , а другим концом через трос и блок B неподвижно закрепляется в точке D . Выбором необходимой жесткости пружины достигается эффект, аналогичного эффекту применения корректирующей массы (противовеса). В схемах (а) и (е) (рис. 4.30) используются гибкий элемент (трос) и пружины с мягкими характеристиками, работающими в режиме растяжения. В остальных схемах применены пружины сжатия с малыми деформациями и большими усилиями. В

схемах (в - е) использованы вспомогательные элементы зубчатых пар с передаточным отношением 2:1, кулиса, у которой $ОД=ОВ$, кулачок с радиусом кривизны $r=f(\alpha)$, предназначенные для обеспечения деформации пружины, пропорциональной синусу половинного угла отклонения звена А от вертикали.

На рис. 4.31 показана схема, в котором привод вертикального перемещения звена манипулятора снабжен механизмом для силовой разгрузки, состоящим из пружины и кулачкового механизма с профилем выполненным по спирали Архимеда.

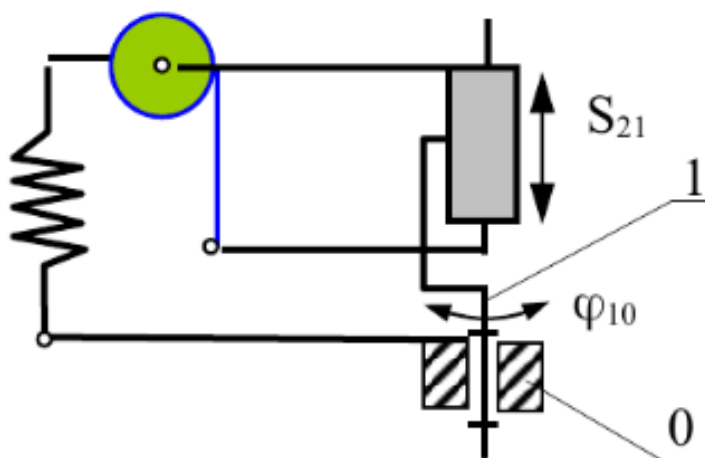


Рис. 4.31 Схема статической разгрузки привода вертикального перемещения звена манипулятора

Для статического уравнивания всей ИКЦ манипулятора недостаточно уравновесить каждое звено по отдельности, а необходимо выполнить уравнивание с учетом взаимовлияния звеньев. Для рассмотрения этого вопроса воспользуемся обобщенным уравнением Даламбера, которое в явном виде отражает влияние эффектов движения звеньев на динамику исполнительных механизмов роботов. Согласно [12] уравнение движения вращательного звена исполнительного механизма можно записать в виде:

$$\begin{aligned} \mu_i &= (A_i^0 I_i A_i^{0T}) A \\ {}^0 \dot{\omega}_i + (A_i^0 \omega_i) \cdot [(A_i^0 I_i A_i^{0T}) (A_i^0 \omega_i)] &+ A_i^{i+1} [A_{i+1}^0 \mu_{i+1} + (A_{i+1}^0 \lambda_i) \cdot \\ \cdot (A_{i+1}^0 F_{i+1})] &+ (A_i^0 \lambda_i + A_i^0 l_i) \cdot A_i^0 F_i \end{aligned} \quad (4.4)$$

Здесь: μ_i – момент в i -ом шарнире ИМ; A_j^k (при $j,k=0,1,2, \dots i \dots n$) матрицы преобразования однородных координат в виде представления Денавита – Хартенберга: $(x_0, y_0, z_0$ – базовая система координат); I_i – тензор инерции; $\ddot{\omega}_i$ – условное ускорение звена; $\dot{\omega}_i$ – его угловая скорость; λ_i – положение i -ой системы координат относительно начала $(i-1)$ -ой системы координат; F_{i+1} – сила, действующая со стороны $i+1$ звена на i -е звено; l_i – положение центра масс i -го звена в i -й системе координат; F_i – суммарная сила, приложенная к центру масс i -го звена.

Из рассмотрения выражения (4.4) следует, что момент влияния других звеньев на i -звено сводится к выражению

$$\mu_i = A_i^{i+1} \left[A_{i+1}^0 \mu_{i+1} (A_{i+1}^0 \lambda_i) \cdot (A_{i+1}^0 F_{i+1}) \right]. \quad (4.5)$$

Поскольку вращательная кинематическая пара 5-го класса момент не передает (относительно оси вращения), то в соответствии с выражением (4.5) существует потенциальная возможность исключить (или уменьшить) влияние момента μ_{i+1} на μ_i .

Представим момент μ_{i+1} в виде пары сил f_{i+1} на некотором сколько угодно малом, не приводящем к образованию статического нуля, плече r_{i+1} , расположенном в плоскости движения звеньев. В случае приложения к концам плеча r_{i+1} двух параллельных удерживающих связей сила f_{i+1} раскладывается по правилу параллелограмма на составляющие усилия $f_{i+1} = \left[0, f_{i+1}^1, f_{i+1}^2, 1 \right]^T$, где f_{i+1}^1 – взаимно противоположные составляющие, действующие вдоль связей, f_{i+1}^2 – взаимно противоположные составляющие, действующие вдоль плеча r_{i+1} . Выражение для момента μ_{i+1} с учетом выполненного разложения будет иметь вид:

$$\mu_{i+1} = \begin{vmatrix} 0 & -r_{i+1}^2 & r_{i+1}^1 & 0 \\ r_{i+1}^2 & 0 & 0 & 0 \\ -r_{i+1}^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 0 \\ 1 \\ -f_{i+1}^{21} \\ 1 \\ f_{i+1}^{22} \\ -f_{i+1}^{12} \\ 1 \end{vmatrix}. \quad (4.6)$$

Здесь цифрами указано разложение на оси координатной системы, выбор которых произволен. Поскольку усилия f_{i+1}^2 равны, взаимно противоположны и действуют по одной прямой, то в случае приложения удерживающих связей в плоскости i -го звена, получим:

$$\mu_{i+1} = r_{i+1}^2 f_{i+1}^{11}. \quad (4.7)$$

Из (4.7) следует, что в случае приложения в шарнирах i -го звена удерживающих связей, таких, чтобы $r_{i+1}^2 f_{i+1}^{11} = r_i^2 f_{Ri}^1$, где r_i^2 - плечо действия реакций связей f_{Ri}^1 в i -ом шарнире момент μ_{i+1} будет оказывать малое (лишь через диссипативные силы, действующие в шарнирах) влияние на величину момента μ_i . Изложенное выше справедливо как для статических моментов так и динамических, обусловленных относительным движением.

Для трансформирования статических моментов в шарниры с целью разложения на пары сил необходим синусно-косинусный механизм преобразования активного момента в реактивный. На Рис. 4.32 изображен механизм [27], который в наибольшей степени подходит для решения поставленной задачи.

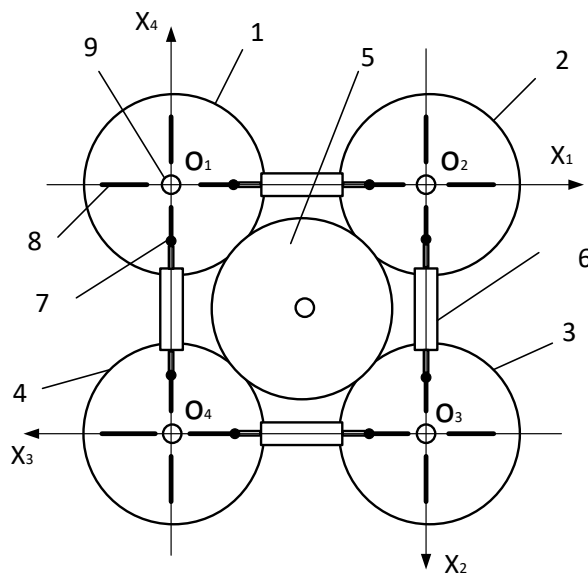


Рис. 4.32 Синусно-косинусный механизм разгрузки: 1,2,3,4- внешние зубчатые колеса механизма (ЗК1); 5 - внутреннее зубчатое колесо механизма (ЗК2); 6-упругие элементы; 7- точки крепления упругих элементов на ЗК2; 8- конструктивные элементы крепления упругих элементов на ЗК2; 9- оси крепления зубчатых колес.

Точками O_1, O_2, O_3 и O_4 обозначены геометрические центры осей крепления ЗК1. При повороте ЗК2 также повернутся ЗК1, причем углы поворота могут быть равными либо различными в зависимости от соотношения диаметров колес ЗК2 и ЗК1. При повороте колес упругие элементы, выполненные из латексной ленты, трубчатой резины или в виде пружин растяжения, будут растягиваться, создавая усилия и моменты нагружения $\bar{M}_{Hj, (j=\overline{1,4})}$ относительно центров колес ЗК1. Аксиальные составляющие зубчатых зацеплений ЗК2 и ЗК1 создадут суммарный момент на внутреннем зубчатом колесе $\bar{M}_H = \eta \cdot \sum \bar{M}_{Hj, (j=\overline{1,4})}$ (η – КПД механизма).

Центральное колесо ЗК1 жестко соединено со звеном манипулятора, а четыре другие колеса ЗК2 закреплены в корпусе. Центральное колесо вращается под действием статического момента нагрузки, а остальные обкатываются вокруг него; упругие элементы растягиваются и создают при этом силы, стремящиеся вернуть их в начальное положение, тем самым создавая уравнивающий момент. Уравнивающий момент зависит от количества колес, обкатываемых вокруг центрального, соотношения диаметров колес, количества упругих элементов, установленных на каждом колесе, их жесткости и мест их крепления к колесам. Особенностью данного синусно-косинусного механизма является то, что он позволяет получить замкнутый силовой поток без возникновения реактивных сил. Отсутствие сил в механизме обеспечивается за счет взаимной компенсации противоположных относительно центра ЗК2 радиальных составляющих усилия зацепления.

Расположим по осям двух смежных внешних зубчатых колес ЗК1 оси $X_i, (i=\overline{1,4})$. Тогда совокупность координат возможных точек крепления упругого элемента на одном из ЗК1 по оси X_i можно представить в виде множества:

$$[r_{oj}^i, r_{kj}^i] = \{r_{\mu j}^i \in R_j^{xi} : r_{oj}^i < r_{\mu j}^i \leq r_{kj}^i\}, \quad (4.8)$$

где $r_{\mu j}^i$ – координаты μ -й точки по оси X_i для j -го ЗК1, r_{oj}^i и r_{kj}^i – координаты граничных точек, R_j^{xi} – совокупность вещественных чисел по оси X_i для j -го ЗК1. Из рассмотрения рис. 4.32 следует, что имеет место 4 варианта соединения каждой пары смежных ЗК1 в начальном положении. Например, для пары колес 1 и 2 на рис. 4.32 эти варианты можно описать выражением:

$$\{r_{\mu 1}^1 \in R_1^{+X_{o1}}\} \leftrightarrow \{r_{\mu 2}^1 \in R_2^{-X_{o2}}\}; \quad (4.9)$$

$$\{r_{\mu 1}^1 \in R_1^{+X_{o1}}\} \leftrightarrow \{r_{\mu 2}^1 \in R_2^{+X_{o2}}\}; \quad (4.10)$$

$$\{r_{\mu 1}^1 \in R_1^{-X_{o1}}\} \leftrightarrow \{r_{\mu 2}^1 \in R_2^{-X_{o2}}\}; \quad (4.11)$$

$$\{r_{\mu 1}^1 \in R_1^{-X_{o1}}\} \leftrightarrow \{r_{\mu 2}^1 \in R_2^{+X_{o2}}\}. \quad (4.12)$$

Здесь $R_j^{X_{oj}}$ – положительные или отрицательные значения координат точек крепления упругих элементов на колесах 1 и 2 по оси X_1 относительно точек O_1 и O_2 . В общем случае $R_j^{+X_{oj}} \neq R_j^{-X_{oj}}$.

Рассмотрим условия формирования нагрузочного момента в механизме применительно к смежным колесам 1 и 2. На рис. 4.33 приведены расчетные схемы определения нагрузочного момента, возникающего на внутреннем колесе от действия колес 1 и 2, соединенным упругим элементом в точках B_j на расстояниях $r_{\mu j}^1 = O_j B_j$ от центров поворота колес 1 и 2 по варианту (4.10).

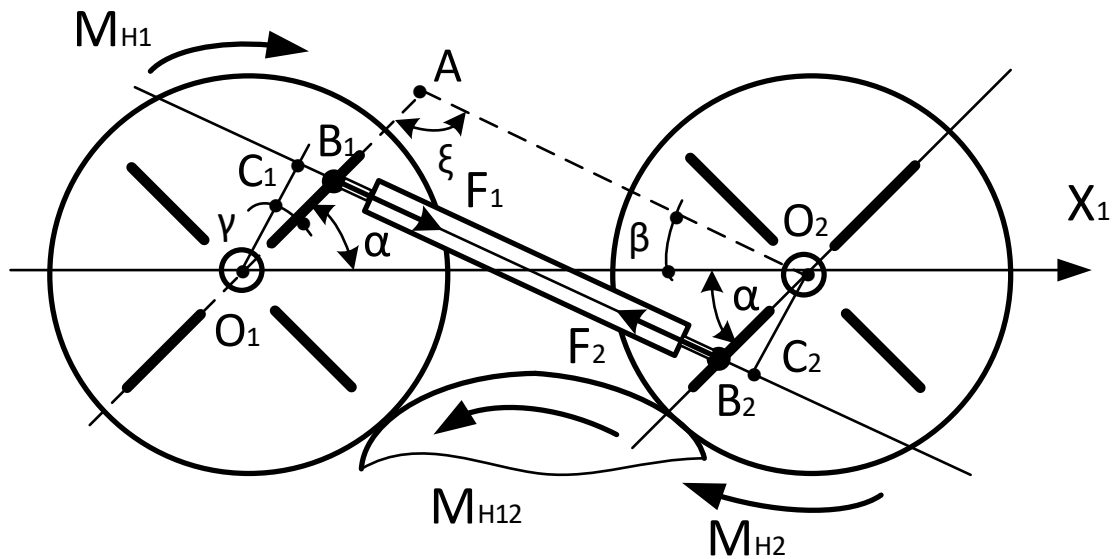


Рис. 4.33 Расчетная схема определения нагрузочного момента от действия зубчатых колес 1 и 2 (соединение колес упругим элементом по варианту (4.10))

Примем, что радиусы колес 1 и 2 одинаковы и при повороте внутреннего колеса при работе тренажера из начального положения по часовой стрелке они поворачиваются на некоторый угол α . Вектор нагрузочного момента $\bar{M}_{Н12}$ на внутреннем колесе от действия колес 1 и 2 равен векторной сумме:

$$\bar{M}_{Н12} = \bar{M}_{Н1} + \bar{M}_{Н2}, \quad (4.13)$$

где $\bar{M}_{H1}, \bar{M}_{H2}$ - составляющие нагрузочного момента от действия колес 1 и 2. Из рассмотрения рисунка 2 следует, что скалярная величина момента M_{Hj} определяется из очевидного соотношения:

$$M_{Hj} = F_j \cdot O_j C_j, \quad (4.14)$$

где F_j - модуль усилия, развиваемого упругим элементом ($F_1 = F_2$), $O_j C_j$ - длина нормали к линии действия усилия F_j . Обозначим $O_1 O_2 = H$, воспользуемся теоремой синусов, а так же формулами приведения для тригонометрических функций и из рассмотрения схемы, представленной на рис. 4.34, а для левого смежного колеса получим соотношение:

$$\begin{aligned} O_1 C_1 &= O_1 B_1 \cdot \cos \gamma; \quad \cos \gamma = \sin(\alpha + \beta); \\ \sin(\alpha + \beta) &= H \cdot (B_1 B_2)^{-1} \cdot \sin \alpha; \\ O_1 C_1 &= O_1 B_1 \cdot H \cdot (B_1 B_2)^{-1} \cdot \sin \alpha. \end{aligned} \quad (4.15)$$

Тогда выражение (4.14) запишется в виде

$$M_{H1} = F_1 \cdot O_1 B_1 \cdot H \cdot (B_1 B_2)^{-1} \cdot \sin \alpha. \quad (4.16)$$

Полагаем, что

$$F_1 = C \cdot [(B_1 B_2)_0 + \Delta], \quad (4.17)$$

где C - коэффициент жесткости упругого элемента, $(B_1 B_2)_0$ и Δ - его начальная длина и величина деформации. Выполнение условия (4.17) обеспечивается соответствующим предварительным растяжением упругого элемента или созданием в элементе начального усилия без его деформации (например, межвиткового давления в пружине растяжения). Поскольку $B_1 B_2 = [(B_1 B_2)_0 + \Delta]$, то после соответствующих подстановок получим:

$$M_{H1} = O_1 B_1 \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha. \quad (4.18)$$

Так как $O_1 B_1, H$ и C - постоянные величины, то M_{H1} изменяется по гармоническому закону аналогичному изменениям момента в локтевом, коленном и голеностопном суставах при перемещениях предплечья, голени и стопы в вертикальной плоскости.

Для правого смежного колеса выражение (11) примет вид

$$M_{H2} = O_2 B_2 \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha, \quad (4.19)$$

а величина суммарного нагрузочного момента от двух смежных колес равна

$$\begin{aligned} M_{H12} &= (O_1 B_1 + O_2 B_2) \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha \text{ или в общем виде} \\ M_{H12} &= (r_{\mu 1}^1 + r_{\mu 2}^1) \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha. \end{aligned} \quad (4.20)$$

При равенстве $r_{\mu 1}^1 = r_{\mu 2}^1 = r_{\mu}^1$ имеем

$$M_{H12} = 2 \cdot r_{\mu}^1 \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha. (4.21)$$

Так как соединение всех пар смежных ЗК1 упругими элементами должно выполняться по одному варианту и с одинаковыми величинами $r_{\mu j}^i$, то, используя выражение (4.21) для всего механизма при можно записать:

$$M_H = 4 \cdot M_{H12} = 8 \cdot r_{\mu}^1 \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha. (4.22)$$

Тогда, например, при $r_{\mu}^1 = 15\text{мм}$; $H = 84\text{мм}$ и $C = 1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ максимальное значение нагрузочного момента равно $M_{H\text{макс}} = 10,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$. В общем случае $r_{\mu 1}^1 \neq r_{\mu 2}^1$. Обозначим разницу $r_{\mu 1}^1 - r_{\mu 2}^1 = \Delta r_{\mu}^1$. Тогда из рассмотрения рис. 4.33, не сложно получить выражение для величины уменьшения момента M_{H12} вследствие обозначенной выше разницы:

$$\Delta M_{H12} = M_{H1} \left[1 - \left(r_{\mu 2}^1 \cdot r_{\mu 1}^{1-1} \right)^2 \right]. (4.23)$$

В безразмерном виде выражение (4.23) можно записать следующим образом:

$$\Delta M_{H12} \cdot M_{H1}^{-1} = \Delta r_{\mu}^1 \cdot r_{\mu 1}^{1-1} \left(2 - \Delta r_{\mu}^1 \cdot r_{\mu 1}^{1-1} \right). (4.24)$$

Производная $dM_{H12}/dr_{\mu 1}^1$ равна: $dM_{H12}/dr_{\mu 1}^1 = 2M_{H12}/r_{\mu 1}^1 \left(1 - \Delta r_{\mu}^1 \cdot r_{\mu 1}^{1-1} \right)$.

На рис. 4.34 приведена графическая зависимость выражения (4.24).

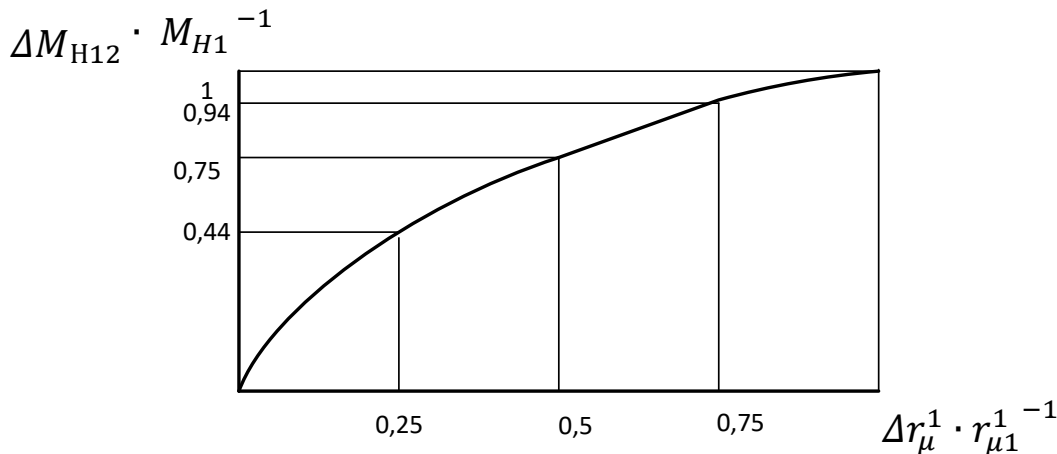


Рис. 4.34 Графическая зависимость $\Delta M_{H12} \cdot M_{H1}^{-1}$ от соотношения $\Delta r_{\mu}^1 \cdot r_{\mu 1}^{1-1}$

Из рассмотрения рис. 4.34 следует, что указанная выше зависимость имеет квадратичный характер. По аналогии с приведенным выше расчетом схемы (4.11) для схемы (4.12) можно получить:

$$M_{H12} = (O_1 B_1 - O_2 B_2) \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha \text{ или в общем виде}$$

$$M_{H12} = (r_{\mu 1}^1 - r_{\mu 2}^1) \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha. (4.25)$$

Из рассмотрения выражений (4.20) и (4.25) следует, что в пределах угла поворота $0 < \alpha \leq \pi/2$ знак нагрузочного момента не изменяется. При соединении колес по схеме (2) момент максимален, а при соединении по варианту (3) нагрузочный момент может стать сопутствующим M_{C12} при $r_{\mu 1}^1 < r_{\mu 2}^1$ и равным нулю при $r_{\mu 1}^1 = r_{\mu 2}^1$.

Поскольку вариант крепления упругих элементов (4.12) аналогичен варианту (4.10), то можно записать:

$$M_{H12} = - (r_{\mu 1}^1 + r_{\mu 2}^1) \cdot H \cdot C \cdot \sin \alpha = M_{HC12}. (4.26)$$

Особенностью и несомненным достоинством представленного механизма является двухстороннее растяжение пружин и внутреннее замыкание силового контура.

Выражение для уравновешивающего момента, создаваемого механизмом, имеет вид:

$$M_{yp} = 16 \cdot \eta \cdot c \cdot OA \cdot OC \cdot \sin q, (4.27)$$

где η - КПД механизма.

Рассмотренный механизм статической моментной разгрузки обладает компактностью и надежностью работы. Например, для уравновешивания момента 560 Нм требуется пружина диаметром 7 мм из проволоки толщиной 1,4 мм, а габаритные размеры всего механизма, при диаметре колес 70 мм, $OA=0.05$ м, $OC=0.025$ м составляют $150 \times 150 \times 20$ мм.

На Рис. 4.35 приведена упрощенная схема манипулятора с 3 степенями подвижности с расположенными в нем механизмами статической разгрузки.

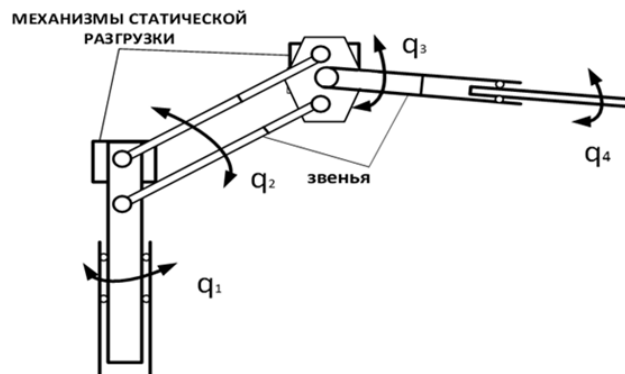
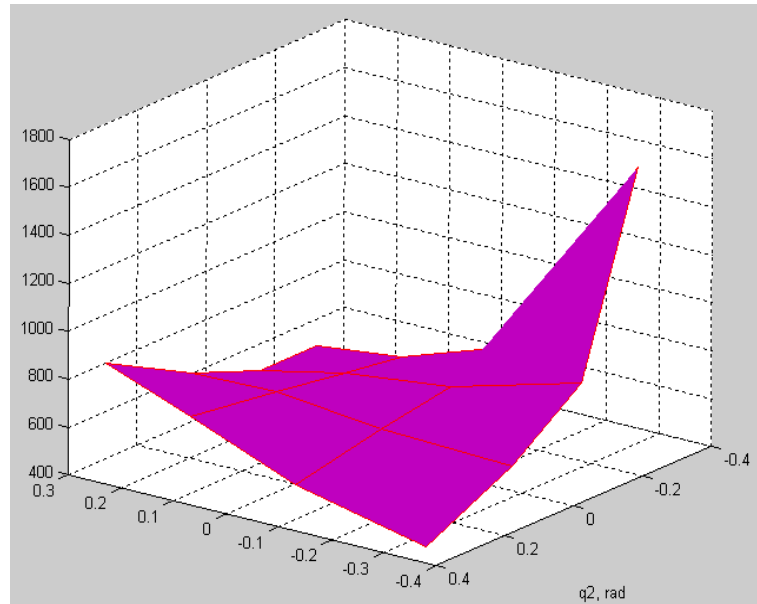
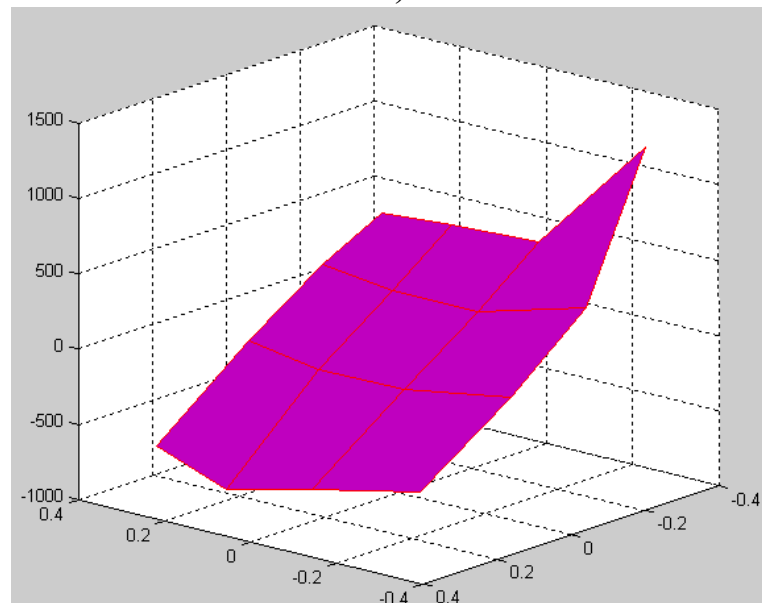


Рис. 4.35 Упрощенная схема манипулятора с 3 степенями подвижности с расположенными в нем механизмами статической разгрузки

После расчета параметров пружин следует проверить работоспособность системы статической моментной разгрузки на компьютерной модели. Например, на рис. 4.36 приведены зависимости статических моментов M_2 и M_3 от обобщенных координат q_2 и q_3 (рис. 4.35), полученные для виртуальной модели манипуляционной системы, построенной с помощью библиотеки Sim Mechanics системы Matlab.



а)



б)

Рис. 4.36 Зависимости статических моментов M_2 (а) и M_3 (б) от обобщенных координат q_2 и q_3

Из рассмотрения рис. 4.36 следует, что статические моменты M_2 и M_3 являются существенно переменными величинами, нелинейно зависящими от обобщенных координат q_2 и q_3 . Диапазон изменения моментов M_2 и M_3 составляет 2091 Н·м и 1206 Н·м соответственно.

На Рис. 4.37 приведены зависимости статических моментов M_2 и M_3 от обобщенных координат q_2 и q_3 , полученные после введения в структуру манипулятора устройств статической разгрузки. Разработанная система статической моментной разгрузки практически полностью разгружает манипулятор перемещения изделия от действия статических сил. Величина остаточной неуравновешенности, является незначительной (диапазон изменения моментов M_2 и M_3 составляет 0,86 Н·м и 2,12 Н·м соответственно) и обусловлена погрешностями моделирования и неучтенным нелинейным эффектом взаимовлияния звеньев в точке замыкания кинематической цепи.

На практике, величина остаточной неуравновешенности всегда может быть определена и для ее компенсации в механизм разгрузки может быть введена коррекция, заключающаяся в создании, например, нелинейного передаточного отношения зубчатого зацепления.

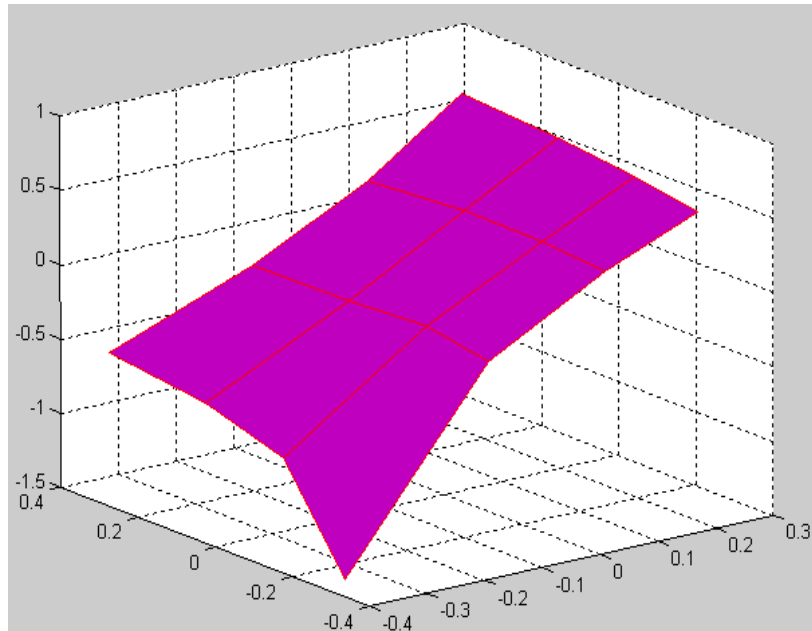
При наличии остаточной неуравновешенности после первой итерации, необходимый уравнивающий момент можно представить в следующем виде

$$M_{yp} = A_y(q) + H(q), \quad (4.28)$$

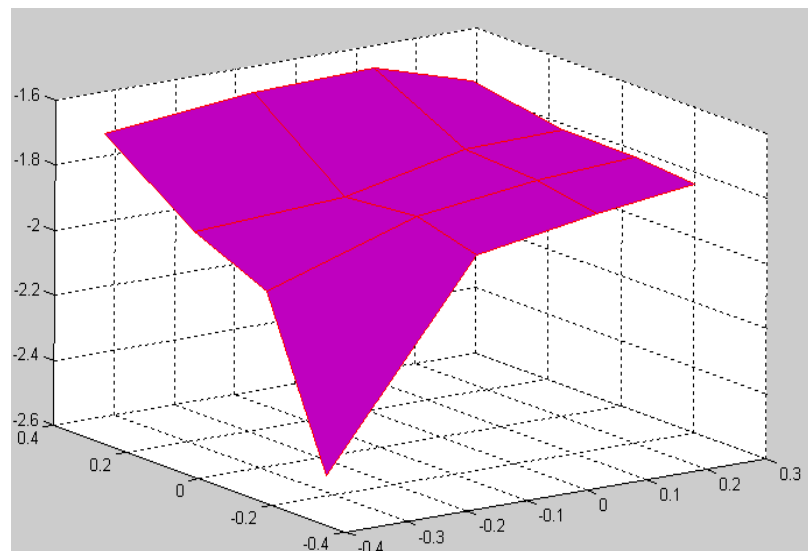
где $A_y(q)$ - уравнивающий момент, обеспечиваемый исходным механизмом; $H(q)$ - остаточный момент неуравновешенности.

Величина $H(q)$ может быть получена в результате численного моделирования, в общем случае, как нелинейная функция от q . Эту нелинейную функцию можно представить некоторой аналитической зависимостью, например, кубическим сплайном после интерполяции или экстраполяции исходной графической зависимости. Кубический сплайн будет иметь вид:

$$H(q) = b_3q^3 + b_2q^2 + b_1q + b_0. \quad (4.29)$$



а)



б)

Рис. 4.37 Зависимости статических моментов M_2 и M_3 от обобщенных координат q_2 и q_3 в разгруженной системе

На основании выражений (3.20) и (3.21) полное уравновешивание механизма может обеспечить момент, определяемый выражением (3.22) :

$$M_{yp} = h(q) \cdot A_y \cdot \sin q, \quad (4.30)$$

где $h(q)$ - некоторая нелинейная функция, величину которой можно определить из соотношения:

$$A_y \cdot \sin q \cdot h(q) = A_y \cdot \sin q + H(q). \quad (4.31)$$

После преобразования (3.33) получим:

$$h(q) = 1 + H(q) \cdot (A_y \cdot \sin q)^{-1} = 1 + D. \quad (4.32)$$

Исходя из приведенных зависимостей, выражения для нелинейного передаточного отношения i уравнивающего механизма и переменных радиусов внутреннего $R_1(q)$ и внешних $R_2(q)$ зубчатых колес будут иметь вид:

$$i = (L - R_2(q)) \cdot (R_2(q))^{-1} = L \cdot (R_2(q))^{-1} - 1;$$

$$R_1(q) = L(1 + D) \cdot (2 + D)^{-1}; \quad (4.33)$$

$$R_2(q) = L \cdot (2 + D)^{-1},$$

где L - межцентровое расстояние;

Выражения (4.33) определяют переменные радиусы зубчатого зацепления при обеспечении полной уравновешенности манипуляционного механизма пассивного манипулятора.

4.4. Механизмы захватных устройств

Захватные устройства или схваты предназначены для того, чтобы брать объект, удерживать его в процессе манипулирования и освободить по окончании этого процесса. Существуют следующие основные типы захватных устройств: механические устройства-схваты, пневматические и электромагнитные.

В связи с большим разнообразием объектов манипулирования разработано большое количество различных комбинаций этих типов захватных устройств [21] и множество специальных захватных устройств, основанных на различных оригинальных принципах действия (например, клейкие захватные устройства, накалывающие, использующие аэродинамическую подъемную силу и т. п.). Схваты – это механические захватные устройства, аналог кисти руки человека. Самые простые двухпальцевые схваты напоминают обычные плоскогубцы, но снабженные приводом. На рис. 4.38 показана конструкция

подобного схвата с пневмоприводом. В зависимости от объектов манипулирования применяют схваты с тремя, четырьмя и значительно реже с большим числом пальцев.

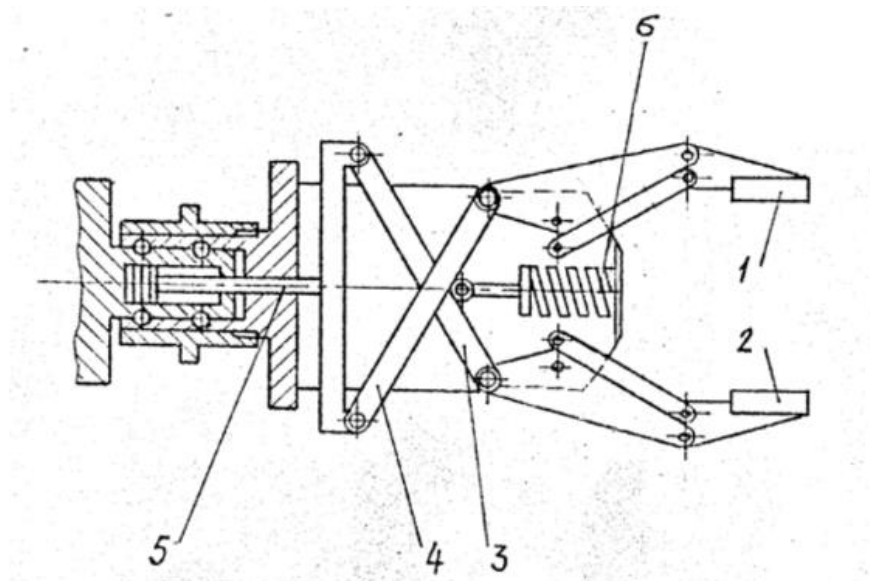


Рис. 4.38 Двухпальцевый схват: 1,2 – пальцы (губки); 3,4 – рычажная передача; 5 – шток пневматического двигателя (пнеумоцилиндра); 6 – возвратная пружина

На рис. 4.39 показан сложный схват с тремя пальцами, каждый из которых имеет три подвижных звена и может поворачиваться также относительно продольной оси.

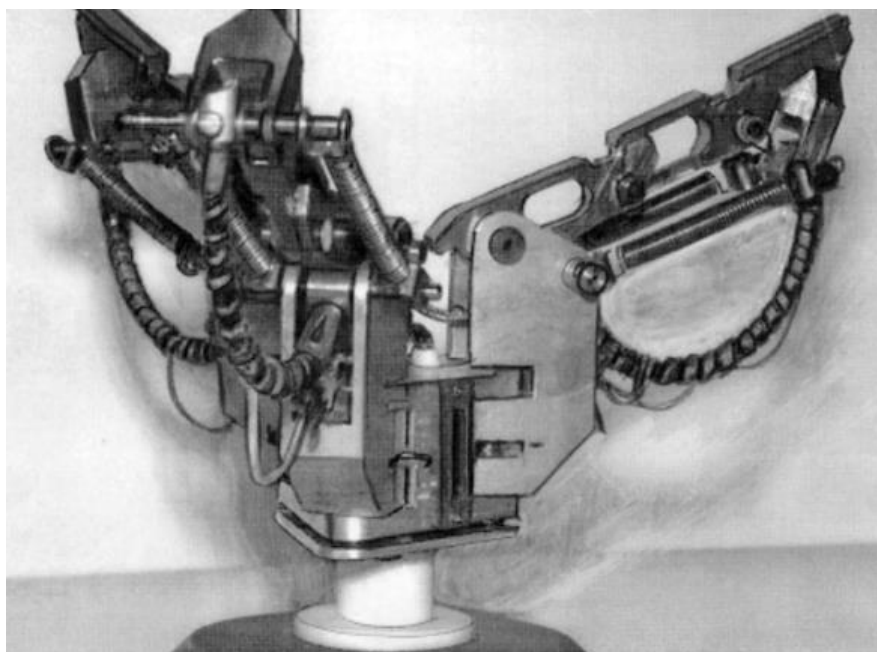


Рис. 4.39. Вид схвата с тремя пальцами

На рис. 4.40 представлены некоторые другие примеры конструкций хватных устройств манипуляционных роботов.

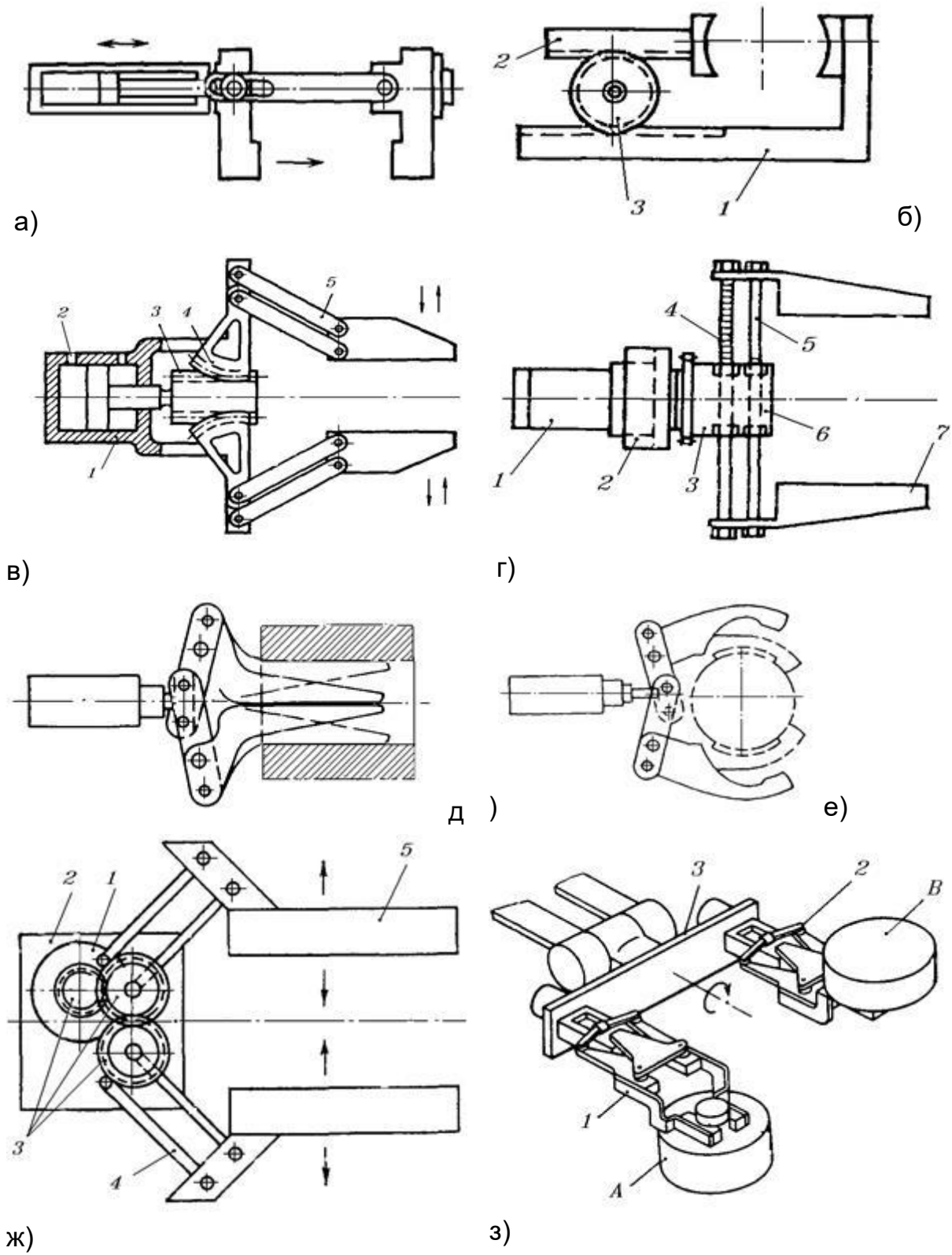


Рис. 4.40. Конструкции хватных устройств

Большая часть из них отличается достаточно простым исполнением. Так на рис. 4.40, а) показано устройство с параллельным смещением зажимных губок для захвата детали роботом. Одна из них неподвижна. Движение подвижной губки достигается посредством пневмо- или гидроцилиндра. Плоские поверхности губок рассчитаны на соответствующие поверхности детали. К недостаткам конструкции можно отнести отсутствие эффекта самоцентрирования. Показанное на рис. 4.40, б) устройство, обеспечивает одновременную сходимость губок 1 и 2 при повороте зубчатого колеса 3. Этим достигается сохранение в пространстве центра захватываемой детали. Зажимные поверхности спрофилированы по диаметру детали-объекта манипулирования. Рис. 4.40, в) содержит пример ЗУ с плоскопараллельным смещением зажимных губок, которое содержит корпус 1 с силовым цилиндром, отверстия 2 для подачи рабочей среды в цилиндр, шток 3 с зубчатой рейкой, зубчатые секторы 4 и две пары планок 5, образующих симметричные параллелограммные механизмы. Зажим детали происходит при движении поршня вправо. Устройство на рис. 4.40, г) содержит вращающийся привод 1, корпус 2, редуктор 3, реечную передачу 4, направляющие 5, коробку с зубчатой передачей 6, а также зажимные губки 7. Достоинство устройства – захват деталей в широком диапазоне размеров. Часто приходится захватывать детали за внутреннюю поверхность, разводя зажимные пальцы. Последние могут двигаться по дуге окружности или поступательно (рис. 4.40, д)). Внешний захват для цилиндрических деталей (рис. 4.40, е) позволяет закреплять детали типа валов в нескольких сечениях по их длине, что повышает надежность удержания объектов манипулирования. Губки у них также имеют свойство одновременной сходимости к детали. На рис. 4,40, ж) изображен механизм, в котором используется вращающийся привод с зубчатой передачей. В нем имеется вращающийся привод 1, корпус 2, зубчатая передача 3, параллелограммный механизм 4 и губки 5. Последние также имеют плоскопараллельное движение в направлении, показанном стрелками. Особой разновидностью ЗУ являются многозахватные конструкции, например, показанная на рис. 4.40, з). Они попеременно вводятся в работу поворотом вокруг продольной

оси всего устройства, закрепленного на запястье робота. В устройстве имеются зажимные рычаги 1 и 2, планка 3, соединяющая их. Буквами А и В обозначены детали-объекты манипулирования.

Схваты часто очувствляют с помощью контактных датчиков (касания, тактильных), датчиков проскальзывания, усилия (по одной или нескольким осям) и дистанционных датчиков (ультразвуковых, оптических и др.), выявляющих предметы вблизи схвата и между его пальцами. В наиболее распространенном типе вакуумного захватного устройства использованы вакуумные присоски, которые удерживают объекты за счет разряжения воздуха при его отсосе из полости между присоской и захватываемым объектом. Для захватывания объектов сложной формы применяют вакуумные захватные устройства с несколькими присосками. Магнитные захватные устройства также давно известны, как и вакуумные, и широко используются для взятия ферромагнитных объектов. В роботах нашли применение в основном захватные устройства с электромагнитами, но имеются устройства и с постоянными магнитами. (Для освобождения захваченного предмета их обычно снабжают специальными механическими выталкивателями.)

Захватные устройства бывают универсальными и специальными (для работы с хрупкими и протяженными предметами, тканями и т.д.).

Захватные устройства часто присоединяют к последнему звену манипулятора через промежуточные податливые конструктивные элементы. С их помощью осуществляется компенсация возможных неточностей позиционирования и устраняются возникающие при этом механические напряжения в звеньях манипулятора в случаях манипулирования объектами, на перемещение которых наложены механические ограничения (механическая сборка и разборка, установка заготовок в зажимы и гнезда технологического оборудования, перемещение предметов по направляющей и т.п.). В тех случаях, когда объектом манипулирования является рабочий инструмент, с помощью которого робот выполняет определенные технологические операции (нанесение покрытий, сварку, завинчивание гаек, зачистку поверхностей и т.п.), этот инструмент, как правило, не берется захватным устройством, а непосредственно крепится к манипулятору вместо него. Часто при этом к инструменту необходимо обеспечить подвод энергии или какого-либо рабочего тела. Для окрасочного робота – это краска и воздух к пульверизатору, для сварочного робота – сварочный ток к сварочным

клещам при точечной сварке или проволочный электрод, газ и охлаждающая вода при дуговой сварке и т.д. Для этого требуется разработка специальной конструкции всего манипулятора.

Вопросы для самопроверки

1. Для чего используются мобильные роботы?
2. В каких случаях используются колесные, гусеничные или шагающие мобильные роботы?
3. Как передвигается мобильный шаробот?
4. Сравните между собой редукторное и безредукторное мотор – колеса.
5. Как устроены механизмы передвижения шагающих мобильных роботов?
6. Из каких компонентов состоит исполнительная кинематическая цепь манипуляторов мобильных роботов?
7. Что называется кинематической парой?
8. Что называется степенью подвижности исполнительная кинематическая цепь манипуляторов мобильных роботов?
9. Сколько степеней подвижности имеет исполнительная кинематическая цепь манипуляторов мобильных роботов?
10. Что называют рабочим пространством и рабочей зоной манипуляционного робота?
11. Дайте характеристику основным типовым видам манипуляционных систем промышленных роботов.
12. Что называют зоной обслуживания манипулятора?
13. Что такое маневренность манипулятора?
14. Какие характеристики и факторы влияют на конструктивно-компоновочное выполнение исполнительной кинематической цепи манипуляционного робота?
15. Приведите примеры конструктивно-компоновочные схемы исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов.
16. Для чего используются параллелограммные механизмы в исполнительной кинематической цепи манипуляционных роботов?
17. Дайте сравнительную оценку вариантам размещения приводных компонентов в степенях подвижности или вынесенных на основание робота.

18. Укажите достоинства и недостатки использования в исполнительской кинематической цепи манипуляционного робота механизмов параллельной структуры.

19. Как устроены роботы с дельта – манипуляторами?

20. Что такое агрегатно-модульный метод построения манипуляторов роботов?

21. Объясните достоинства и недостатки модульных роботов.

22. Для чего используются механизмы уравнивания в манипуляционных роботах?

23. Какие виды статического уравнивания используются в манипуляционных роботах?

24. Для чего в манипуляционных роботах используются хватные устройства?

25. Какие виды хватных устройств используются в манипуляционных роботах?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии приведены общие сведения об исполнительных устройствах мехатронных модулей и робототехнических систем и рассмотрены примеры их конструктивного исполнения. Рассмотрены основные компоненты электромеханических исполнительных устройств мехатронных модулей, являющихся самым распространенным типом современных мехатронных модулей, во многом определяющих качественные показатели их работы. Они обычно состоят из управляемого от силового преобразователя двигателя, механизма преобразования движения, включающего механическую передачу или редуктор, опоры для вращающихся валов и поступательно перемещающихся конструктивных элементов, соединительные муфты (при необходимости), тормоза (последнего иногда может и не быть) и встроенного в конструкцию модуля или двигателя датчика. Рассмотрены механизмы преобразования вида движения (чаще вращательного в поступательное), основные компоненты исполнительной системы мобильных и манипуляционных роботов, которые в мобильном роботе обеспечивают движение его ходовой части – колесных, гусеничных или шагающих движителей, а в манипуляционных роботах реализуют перемещения исполнительной кинематической цепи, состоящей из звеньев, соединенных кинематическими парами для обеспечения движения рабочего органа (рабочего инструмента или захватного органа) при выполнении рабочей операции.

Информационный материал, содержащийся в пособии, позволит студентам уяснить принятые в мехатронике и робототехнике терминологию, понятия и определения, даст представление о структуре и составе исполнительных устройств мехатронных и робототехнических систем, их компонентах, а также качественно выполнять курсовое проектирование по механике роботов, мехатронных систем и выпускные квалификационные работы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Афонин В.Л. и др. Обработка оборудования на основе механизмов параллельной структуры. - Издательство МГТУ СТАНКИН, 2006. 452 с
2. Босинзон М.А. Автоматизированные мехатронные модули линейных и вращательных перемещений /Журнал «Приводная техника» №1,2002. с.10-19.
3. Булгаков, А. Г. Промышленные роботы. Кинематика, динамика, контроль и управление / А. Г. Булгаков, В. А. Воробьев. – Москва : СОЛОН-ПРЕСС, 2017. – 486с.
4. Введение в мехатронику: Уч. пособие / Грабченко А.И., Клепиков В.Б., Доброскок В.Л., Крыжний Г.К., Анищенко Н.В., Кутовой Ю.Н., Пшеничников Д.А., Гаращенко Я.Н. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – 274 с.
5. Индукаев К. В. Бесконтактные сверхточные мехатронные узлы и их компоненты разработки Российской компании "Лаборатории Амфора" // Приводная техника. 2008. № 2 (72). С. 38–47.
6. Компоненты приводов мехатронных устройств: учебное пособие / С. В. Пономарев, А. Г. Дивин, Г. В. Мозгова [и др.]. – Тамбов: Тамбовский государственный технический университет, ЭБС АСВ, 2014. – 295 с.
7. Кравцов, А. Г. Промышленные роботы: учебное пособие / А. Г. Кравцов, К. В. Марусич. – Саратов: Ай Пи Ар Медиа, 2019. – 95 с.
8. Козырев, В. В. Планетарные редукторы в составе роботов и мехатронных систем: учеб. пособие / В.В. Козырев; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2008. – 48 с. – ISBN 978-5- 89368-870 с.
9. Лукинов А. П. Проектирование мехатронных и робототехнических устройств [Текст]: учеб. пособие / А.П. Лукинов. – СПб. : Издательство «Лань», 2012. – 608 с.
10. Манипуляционные системы роботов / А. И. Корендясев [и др.]; ред. А. И. Корендясев. - Москва: Машиностроение, 1989. - 471 с.
11. Механика и конструирование роботов / Егоров О.Д. - М.: МГТУ "Станкин", 1997 – 510 с.

12. Основы робототехники: учебное пособие / В. С. Глухов, А. А. Дикой, Р. А. Галустов, И. В. Дикая. – Армавир: Армавирский государственный педагогический университет, 2019. – 308 с.

13. Подураев, Ю. В. Мехатроника: учебное пособие. - М.: МГТУ «СТАНКИН» 2000. – 80 с.

14. Подураев Ю.В. Мехатроника: основы, методы, применение: учебное пособие / Подураев Ю.В. – Саратов: Ай Пи Ар Медиа, 2019. – 256 с.

15. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник в 3-х т. Т.3: Проектирование станочных систем /Под общей ред. А.С. Проникова – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана; Изд-во МГТУ «Станкин», 2000.

16. Попов Е. П., Письменный Г. В. Основы робототехники: Введение в специальность: учеб. для вузов / Попов Е. П., Письменный Г. В. - М.: Высшая школа, 1990. - 222 с.

17. Промышленные роботы: основные типы и технические характеристики: [Электронный ресурс]: [учеб. пособие] / Ю.Г.Козырев. – М.: КНОРУС, 2017. - 560с.

18. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 655 с.

19. Робототехнические мехатронные системы: [Электронный ресурс] : [учебник] / О.Д.Егоров, Ю.В.Подураев, М.А.Буйнов. – ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН», 2015. – 326с.

20. Рыбак, Л. А. Роботы и робототехнические комплексы: учебное пособие / Л. А. Рыбак, Е. В. Гапоненко, Ю. А. Мамаев. – Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, ЭБС АСВ, 2013. – 84 с.

21. Схваты промышленных роботов / Челпанов И.Б., Колпашников С.Н. - Л.: Машиностроение, 1989 - 287с.

22. Схиртладзе А. Г., Новиков В. Ю. Технологическое оборудование машиностроительных производств. – М.: Высш. шк. , 2009.-176 с.

23. Сырямкин В.И. Информационные устройства и системы в робототехнике и мехатронике: учеб. пособие. (Серия: Интеллектуальные технические системы). – Томск: Изд-во Том. ун-та, 2016. – 524 с.

24. Таугер В. М. Конструирование мехатронных модулей: учеб. пособие. - Екатеринбург: УрГУПС, 2009. – 336 с.

25. Умнов, В.П. Построение и моделирование манипуляционных исполнительных систем многофункциональных роботизированных технологических центров: учебное пособие / В. П. Умнов - Владимир: ВлГУ, 2016. – 118с.

26. Умнов, В. П. Промышленные роботы и мехатронные системы: монтаж, наладка, испытания и обслуживание: учеб. пособие / В.П. Умнов, А.А. Кобзев; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир: Изд-во ВлГУ, 2021. – 278 с.

27. Умнов, В. П. Построение исполнительных систем роботов для обработки крупногабаритных объектов/ Современные наукоемкие технологии. - 2018, № 7 - С.126 – 130

28. Умнов В.П. Лазерные технологические комплексы и робототехнические системы: монография/ В.П. Умнов, Д.О. Чухланцев, И.Н. Егоров, Д.А. Силантьева; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир: Изд-во ВлГУ. 2023. – 426 с.

29. Циклоидальные редукторы: каталог ЗАО «Белробот». – Минск, 2004. – 60 с.

30. Яковлев, А.Ф. Планетарный циклоидальный редуктор / А.Ф. Яковлев, Б.К. Лобастов // Приводная техника. –1998. – № 7. – С. 27 – 31.

Учебное электронное издание

УМНОВ Владимир Павлович

КОМПОНЕНТЫ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ
МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ И РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Учебное пособие

Издается в авторской редакции

Системные требования: Intel от 1,3 ГГц; Windows XP/7/8/10; Adobe Reader;
дисковод DVD-ROM.

Тираж 25 экз.

Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых
Изд-во ВлГУ
rio.vlgu@yandex.ru

Институт машиностроения и автомобильного транспорта
кафедра автоматизации, мехатроники и робототехники
mex-rob@yandex.ru