ОГЛАВЛЕНИЕ

Раздел третий

Приводы приборных устройств

Стр.

Глава 15. **Двигатели приборных устройств** 3

§ 15.1. Электрические двигатели 3
§ 15.2. Пружинные двигатели 15

Глава 16. **Многоступенчатые зубчатые передачи (редукторы и мультипликаторы)** 25

§ 16.1. Основные сведения 25
§ 16.2. Проектировочные расчеты редукторов 32
§ 16.3. Планетарные и дифференциальные передачи 41
§ 16.4. Волновые передачи 47

Глава 17. **Муфты** 53

§ 17.1. Муфты механического действия 53
§ 17.2. Электромагнитные муфты 63

Глава 18. **Стабилизаторы (регуляторы) угловой скорости** 75

§ 18.1. Способы стабилнзацин угловой скорости 75
§ 18.2. Тормозные регуляторы 77
§ 18.3. Спусковые регуляторы 89

Глава 19. **Электромеханический привод** 92

§ 19.1. Основные сведения 92
§ 19.2. Выбор типа электродвигателя для ЭМП 94
§ 19.3. Приведение моментов сил и инерции в ЭМП 95
§ 19.4. Выбор электродвигателей для ЭМП по мощности 97
§ 19.5. Расчет динамики ЭМП 101

Раздел четвертый

Измерительные преобразователи

Глава 20. **Успокоители** 108

§ 20.1. Основные сведения 108
§ 20.2. Расчет успокоителей 111

Глава 21. **Потенциометры** 117

§ 21.1. Основные сведения 117
§ 21.2. Проволочные потенциометры 124

Глава 22. **Измерительные преобразователи** 130

§ 22.1. Преобразователи линейных перемещений 131
§ 22.2. Преобразователи для измерения механических величин 148
§ 22.3. Полупроводниковые тензопреобразователи 162

Раздел пятый

Исполнительные и регистрирующие устройства

Стр.

Глава 23. **Исполнительные электромагнитные механизмы** 172

§ 23.1. Основные сведения 172
§ 23.2. Характеристики магнитного поля, элементы магнитной цепи и основные части ЭМ 177
§ 23.3. Основные характеристики и конструктивные типы ЭМ 179
§ 23.4. Основные уравнении рабочего процесса ИЭММ 181
§ 23.5. Расчет магнитных цепей ЭМ 183
§ 23.6. Силы притяжения якоря в ЭМ. Магнитные проводимости воздушных зазоров 187
§ 23.7. Динамические характеристики и способы повышения быстродействия ИЭММ 190
§ 23.8. Особенности расчета ИЭММ 196

Глава 24. **Исполнительные контактно-коммутационные устройства** . . . 204

§ 24.1. Электромагнитные реле и герконы 205
§ 24.2. Микровыключатели 210
§ 24.3. Переключатели 213
§ 24.4. Пути повышения надежности ИККУ 216

Глава 25. **Программные устройства** 217

§ 25.1. Особенности конструирования кулачковых механизмов программных устройств. Кинематические соотношения . 217
§ 25.2. Элементы конструкций программных устройств 220

Глава 26. **Лентопротяжные механизмы** 223

§ 26.1. ЛПМ в устройствах записи и воспроизведении звука . . . 223
§ 26.2. Конструкции основных узлов лентопротяжиых механизмов 225
§ 26.3. ЛПМ запоминающих устройств (ЗУ) электронно-вычислительной аппаратуры (ЭВА) 232

Глава 27. **Отсчетные устройства** 236

§ 27.1. Шкальные отсчетные устройства 237
§ 27.2. Цифровые отсчетные устройства 239

Глава 28. **Амортизаторы** 251

§ 28.1. Основные сведения 251
§ 28.2. Конструкции амортизаторов 255

Приложение 257
Литература 260

ББК 34.9
Э 45
УДК 681.2 (075.8)

О. Ф. Тищенко, Л. Т. Киселев, А. П. Коваленко, В. И. Матвеев, С. М. Заседателев, Т. И. Виляевская, А. М. Торгов, Ю. А. Колесников, А. Г. Лепин, Е. М. Павлов

Рецензенты: кафедра метрологии и приборостроения Московского станкоинструментального института (и. о. зав. кафедрой — д-р техн. наук, проф. С. С. Волосов); кафедра конструирования приборов и установок Московского инженерно-физического института (зав. кафедрой — д-р техн. наук, проф. Ю. В. Милосердин)

Элементы приборных устройств (Основной курс): Учеб. Э 45 пособие для студентов вузов. В 2-х ч. Ч. 2. Приводы, преобразователи, исполнительные устройства / Тищенко О. Ф., Киселев Л. Т., Коваленко А. П. и др.; Под ред. О. Ф. Тищенко. — М.: Высш. школа, 1982. — 263 с., ил.

В пер.: 80 к.

Часть 2 учебника содержит основные сведения о конструкциях, принципах действия типовых приборных устройств (приборов, измерительных преобразователей, исполнительных и отсчетных устройств), а также назначении и взаимодействии применяемых в них элементов, изложенных в ч. 1 книги. Предназначается для приборостроительных специальностей вузов.

Э $\frac{2706000000-203}{001(01)-82}$ 79—82

ББК 34.9
6П5.8

© Издательство «Высшая школа», 1982

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

ПРИВОДЫ ПРИБОРНЫХ УСТРОЙСТВ

В различного рода приборных устройствах широкое применение нашли устройства, называемые приводами. Они состоят из источника энергии, редуктора и аппаратуры управления.

В качестве источника энергии служат двигатели (тепловые, электрические, пневматические, гидравлические, пружинные, инерционные и др.). Обычно название привода происходит от типа применяемого в нем двигателя. Таким образом, существуют тепловые, электрические, гидравлические, пружинные и прочие приводы.

Редуктор в общем случае может состоять из отдельных зубчатых, фрикционных, шарнирно-рычажных, кулачковых и других передач или их сочетаний, но преимущественно это многоступенчатая понижающая зубчатая передача. В некоторых приборных устройствах, типа часовых механизмов, применяют повышающие передачи-мультипликаторы.

Исполнительные органы, воспринимающие усилие или момент нагрузки привода, также весьма разнообразны. Это различного рода рычаги, толкатели, упругие элементы и т. п. Иногда в явном виде исполнительный орган в приборном устройстве не присутствует, например в приводе стрелочного индикатора (см. гл. 21). В этом случае его механическая нагрузка представляет собой лишь моменты трения внутри передачи привода.

Глава 15

ДВИГАТЕЛИ ПРИБОРНЫХ УСТРОЙСТВ

§ 15.1. Электрические двигатели

В приборных приводах обычно применяют электрические двигатели, мощность которых изменяется в диапазоне от долей до нескольких сотен ватт. Такие двигатели принято называть электродвигателями малой мощности. Среди них иногда выделяют отдельную группу двигателей, мощность которых не превосходит нескольких ватт, а габариты — нескольких сантиметров. Их называют микроэлектродвигателями.

Классификация микроэлектродвигателей. Свойства электромеханического привода (ЭМП) во многом определяются характеристи-

ками электродвигателей. Широкое применение ЭМП в различных отраслях техники, разнообразие условий работы ЭМП и, следовательно, разнообразие предъявляемых к ЭМП требований явились причинами создания значительной номенклатуры микроэлектродвигателей. По своему назначению и особенностям работы микроэлектродвигатели принято делить на две группы: двигатели общего назначения и двигатели автоматических устройств. К первым из них обычно предъявляются те же требования, что и к двигателям средней и большой мощности, т. е. в основном требования высоких энергетических показателей, большого ресурса, малой стоимости, простоты обслуживания. Такие двигатели применяют в нерегулируемых ЭМП общепромышленного назначения, к которым не предъявляют специфических требований. Двигатели второй группы работают в особых условиях, и поэтому кроме требований, являющихся общими для всех двигателей малой мощности независимо от выполняемых ими функций, они должны удовлетворять также специальным требованиям, определяемым конкретными функциями, которые они выполняют в автоматических устройствах.

Двигатели автоматических устройств делят на две подгруппы: силовые микродвигатели автоматики и управляемые или исполнительные микродвигатели. Силовые двигатели предназначены для применения в нерегулируемых ЭМП. Их функции аналогичны функциям двигателей общего назначения. Они имеют примерно такие же характеристики, аналогичны также и основные требования, которые к ним предъявляют. Однако большинство из этих двигателей имеют меньшие по сравнению с обычными двигателями массу и габариты, повышенные надежность, стойкость к вибрационным и другим механическим перегрузкам, меньший ресурс, бо́льшую стоимость. Исполнительные двигатели применяют в регулируемых ЭМП, преимущественно в следящих системах. Эти двигатели практически никогда не работают в номинальном режиме при номинальной угловой скорости. В отличие от силовых двигателей для них характерны частые пуски, остановы, реверсы. Для повышения быстродействия следящих приводов эти двигатели стремятся выполнить малоинерционными. Большинство исполнительных двигателей помимо обмотки возбуждения, постоянно подключенной к питающей сети, имеют также обмотку управления, питание на которую подается лишь тогда, когда необходимо вращение. Сигналом управления, т. е. напряжением управления или его фазой, можно изменять вращающий момент, угловую скорость и, следовательно, развиваемую исполнительным двигателем мощность. Если для двигателей общего назначения и силовых двигателей автоматики важны в первую очередь энергетические показатели, то для исполнительных двигателей эти показатели оказываются второстепенными, а основными становятся характеристики, определяемые особенностями работы таких двигателей в регулируемых приводах. К ним относятся высокое быстродействие, широкий диапазон регулирования угловой скорости, линейность регулировочных характеристик (зависимости момента или угловой скорости от управляющего сигнала), малая мощность управления, малое значение сигнала управления при трогании, отсутствие самохода, т. е. самоторможение двигателя при отсутствии сигнала управления, устойчивость работы, надежность, малые масса и габариты. Исполнительные двигатели, как правило, дороже силовых. Промышленность выпускает большое число различных типов электродвигателей малой мощности. По роду питающего тока их делят на двигатели постоянного тока, переменного тока и универсальные, способные работать от сети как постоянного, так и переменного тока. Если двигатели средней и большой мощности общего назначения питаются от трехфазных сетей, то двигатели малой мощности в основном питаются от однофазных сетей.

В зависимости от степени изменения угловой скорости при изменении момента нагрузки двигатели бывают *синхронные* с относительно стабильной угловой скоростью и *асинхронные*, угловая скорость которых существенно меняется. Электродвигатели классифицируют также по характеру работы [*обычные* двигатели — с непрерывным вращением ротора и *шаговые* — с дискретным поворотом на фиксированный угол (шаг)]; по конструктивным особенностям и принципу действия (коллекторные — со скользящими контактами и бесконтактные; с возбуждением магнитного поля обмотками и постоянными магнитами; с массивным ротором и полым немагнитным ротором и т. д.; гистерезисные, действие которых основано на получении момента вращения вследствие остаточного магнетизма ротора; реактивные, использующие эффект возникновения вращающего момента от магнитной асимметрии ротора и т. д.; обычные и тихоходные; вертикального и горизонтального исполнения; с наружным и внутренним охлаждением; реверсивные и нереверсивные) и другим признакам.

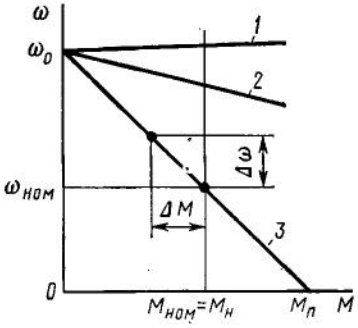


Рис. 15.1

Основные характеристики и параметры микроэлектродвигателей. *Механическая характеристика* — основная характеристика двигателя. Это зависимость угловой скорости его вала от развиваемого момента, т. е. $\omega = \omega(M)$. Так как двигатель в установившемся режиме развивает момент M, равный моменту нагрузки $M_н$ на валу, то механическая характеристика показывает степень изменения угловой скорости при изменении нагрузки. Механическая характеристика, полученная при номинальном значении напряжения питания и нормальной схеме включения, называется естественной. Характеристика, полученная при условиях, отличных от номинальных, называется искусственной. Качество механической характеристики оценивается ее жесткостью $\alpha = -\Delta M/\Delta\omega$ (рис. 15.1). В зависимости от жесткости механической характери-

стики все двигатели принято делить на три группы: *двигатели с абсолютно жесткой характеристикой*, для которой на рабочем участке $\alpha = \infty$ (кривая *1* на рис. 15.1); угловая скорость таких двигателей не зависит от момента нагрузки $M_н$ на валу; *двигатели с жесткой характеристикой* (кривая *2* на рис. 15.1); угловая скорость их при изменении $M_н$ меняется незначительно; *двигатели с мягкой характеристикой* (кривая *3* на рис. 15.1) имеют большое падение угловой скорости при увеличении момента нагрузки.

Номинальная угловая скорость $\omega_{ном}$, *угловая скорость холостого хода* ω_0. Номинальную угловую скорость $\omega_{ном}$ двигатель развивает при номинальном значении момента нагрузки $M_{н.ном}$. Угловую скорость холостого хода ω_0 двигатель приобретает при отсутствии нагрузки, т. е. когда $M_н = 0$. У двигателей с абсолютно жесткой механической характеристикой на рабочем участке угловая скорость неизменна и, следовательно, $\omega_{ном} = \omega_0$.

Номинальный $M_{ном}$ *и пусковой* $M_п$ *моменты двигателя.* Номинальный момент $M_{ном}$ двигатель развивает в установившемся режиме при номинальном моменте нагрузки $M_{н.ном}$. В момент включения двигателя, т. е. когда $\omega = 0$, двигатель развивает пусковой момент $M_п$. Очевидно, для нормальной работы привода необходимо выполнение условия $M_п > M_н$. Отношение максимального момента двигателя M_{max} к номинальному $M_{ном}$ характеризует его *перегрузочную способность.*

Регулировочные характеристики — это зависимости угловой скорости ω от значения (или фазы) напряжения управления $U_у$ при постоянных моменте нагрузки на валу и напряжении возбуждения, т. е. $\omega = \omega(U_у)$ при $M_н = \text{const}$, $U_в = \text{const}$. Регулирование угловой скорости необходимо для исполнительных двигателей, работающих в следящих системах. Регулировочные характеристики наряду с механическими являются основными для таких двигателей. Весьма желательной является их линейность, т. е. прямая пропорциональность угловой скорости ω напряжению управления $U_у$. Поэтому показателем качества регулировочных характеристик является их нелинейность.

Мощность, коэффициент полезного действия. Различают мощность $P_{вх}$, потребляемую обмотками двигателя из питающей сети, и выходную мощность P — полезную механическую мощность на валу двигателя. Номинальной мощностью нерегулируемых двигателей называют мощность при номинальном значении момента нагрузки (или при номинальном значении угловой скорости вала двигателя), а номинальной мощностью исполнительных двигателей является мощность при номинальном значении сигнала управления. *Мощностью управления* регулируемых двигателей называют мощность, потребляемую цепями управления. К. п. д. электродвигателей определяется как отношение $\eta = P/P_{вх}$.

Номинальные значения напряжения питания U и частоты питающего тока f.

Напряжение трогания исполнительных двигателей — напряжение управления, при котором начинается вращение вала двигателя.

Основными параметрами двигателей являются также электромеханическая постоянная времени двигателя, диапазон регулирования скорости, коэффициенты управления по моменту, скорости, мощности, передаточная функция двигателя. Прочие характеристики: *масса, габариты, стоимость, момент инерции ротора* и т. п.

Рассмотрим особенности отдельных типов микроэлектродвигателей.

Микродвигатели переменного тока асинхронные. В отличие от асинхронных двигателей переменного тока общепромышленного применения, питающихся от промышленной трехфазной сети с частотой 50 Гц, стандартными напряжениями 127, 220 или 380 В и имеющих на статоре три обмотки, асинхронные микроэлектродвигатели обычно питаются однофазным переменным током (как исключение, трехфазным) повышенных частот 400, 500, 1000 Гц (иногда 50 и 200 Гц) при напряжениях, чаще всего отличных от напряжений промышленной сети. На статоре они имеют две обмотки — рабочую и пусковую. По своим энергетическим показателям (η, $\cos\varphi$) однофазные асинхронные двигатели значительно уступают трехфазным.

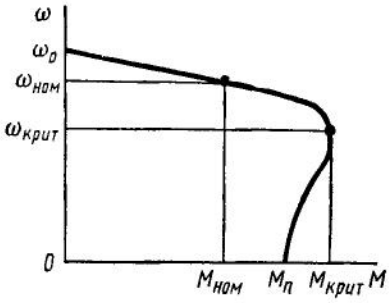


Рис. 15.2

Силовые асинхронные микродвигатели имеют жесткую механическую характеристику (рис. 15.2) и применяются в нерегулируемых ЭМП, в которых требования к постоянству угловой скорости сравнительно невелики. Они выпускаются преимущественно с короткозамкнутым ротором, обмоткой в виде беличьей клетки и реже со стальным массивным или полым ротором, чтобы получить более мягкую характеристику или обеспечить высокую механическую прочность и уменьшить акустические шумы при больших угловых скоростях. Для получения вращающегося магнитного поля, обусловливающего вращение ротора двигателя, в пусковую обмотку его статора включают фазосдвигающий элемент. Чаще всего — это активное сопротивление или емкость. Элемент, включенный в обмотку постоянно, называют рабочим, а элемент, который автоматически отключается после пуска, — пусковым. В зависимости от вида фазосдвигающего элемента различают двигатели с пусковым сопротивлением $R_п$, пусковой емкостью $C_п$, пусковой и рабочей емкостью $C_п + C_р$ и рабочей емкостью $C_р$. Двигатели с $R_п$ имеют невысокие энергетические показатели ($\eta = 0{,}4...0{,}7$, $\cos\varphi = 0{,}5...0{,}6$), не очень высокие пусковые и рабочие свойства [$M_п < (1{,}0...1{,}2)\, M_{ном}$, $M_{max} = (1{,}4...2{,}0)\, M_{ном}$].

Ввиду простоты конструкции и невысокой стоимости они продолжают находить довольно широкое применение на практике. Двигатели с $C_п$ отличаются повышенными пусковыми свойствами

[$M_п = (2{,}0...2{,}5)\ M_{ном}$], но имеют несколько бо́льшие габариты в сравнении с первыми двигателями (из-за конденсатора большой емкости) при приблизительно равных прочих характеристиках. Двигатели с $C_п + C_р$ имеют лучшие энергетические показатели в сравнении с двигателями с $R_п$ и практически не уступают в этом отношении трехфазным двигателям: $\eta = 0{,}3...0{,}9$; $\cos\varphi = 0{,}8...$ ...0,95; пусковые свойства у них примерно такие же, как у двигателей с $C_п$ [$M_п = (2{,}0...2{,}2)\ M_{ном}$]; они имеют также высокую перегрузочную способность [$M_{max} = (1{,}8...2{,}5)\ M_{ном}$]. Общим недостатком перечисленных двигателей является их относительно невысокая надежность и повышенная стоимость, что объясняется необходимостью применения специальных устройств (центробежных выключателей, реле) для автоматического отключения пускового элемента после пуска. Двигатели с $C_р$ лишены этого недостатка, но имеют небольшой пусковой момент [$M_п = (0{,}3...0{,}6)\ M_{ном}$]. Рабочие свойства их в номинальном режиме лишь немного хуже, чем у трехфазных двигателей [$\eta = 0{,}5...0{,}9$; $\cos\varphi = 0{,}8...0{,}95$; $M_{max} = (1{,}6...2{,}2)\ M_{ном}$].

Помимо перечисленных в качестве силовых двигателей применяют также однофазные асинхронные двигатели с так называемыми экранированными полюсами (их статор имеет явно выраженные полюса с короткозамкнутыми витками). Среди асинхронных двигателей они наиболее просты по конструкции и наиболее дешевы. Потребляемая ими из сети мощность при изменении нагрузки изменяется весьма незначительно (при изменении момента нагрузки, например, от 0 до ∞ мощность повышается всего лишь на 40... 50 %). Поэтому такой двигатель не боится частых пусков и даже коротких замыканий и, следовательно, характеризуется высокой надежностью. Существенными недостатками двигателей с экранированными полюсами являются плохие энергетические показатели ($\eta = 0{,}1...0{,}4$; $\cos\varphi < 0{,}4...0{,}6$), пусковые свойства [$M_п < (0{,}2...$ $0{,}3)\ M_{ном}$] и прочие характеристики [$M_{max} = (1{,}1...1{,}3)\ M_{ном}$], большие габариты и масса, а также сложность осуществления реверса. Механическая характеристика у этих двигателей такая же, как и у обычных асинхронных двигателей, но при определенной угловой скорости имеет провал. Их применяют в тех случаях, когда перечисленные недостатки не могут играть существенной роли, например в изделиях бытовой техники, таких, как магнитофоны, электропроигрыватели, вентиляторы и т. п., у которых $M_п$ может быть значительно меньше $M_{ном}$.

Универсальные асинхронные двигатели применяют всегда как силовые и выполняют как обычные трехфазные. При питании от однофазной сети они имеют худшие пусковые и рабочие характеристики (например, их $M_{ном}$ меньше на 15...30 %).

Управляемые асинхронные микродвигатели питаются от однофазной сети переменного тока и имеют две обмотки: обмотку возбуждения, непосредственно подключенную к сети, и обмотку управления, на которую подается сигнал управления, амплитуда которого или фаза может меняться. Механические характеристики управляемых асинхронных двигателей мягкие. Их вид при амплитудном и фазном управлении показан соответственно на рис. 15.3, *а*, *б*, где U_{yi} — напряжение управления, φ_i — фаза управляющего сигнала. Эти характеристики принципиально нелинейные, однако нелинейность их невысока и при $\omega = \omega_0/2$ не превышает 10...15 %.

Управляемые асинхронные микродвигатели бывают в обычном исполнении и со встроенными элементами: демпферами, редукторами и т. п. Они выполняются с обычным для асинхронных двигателей ротором в виде беличьей клетки, а также с полыми немагнитным и ферромагнитным роторами. Основными отличиями этих двигателей в сравнении с силовыми асинхронными двигателями являются малый момент инерции ротора и сравнительно большие пусковые моменты, низкие энергетические показатели, бо́льшие масса, габариты и стоимость.

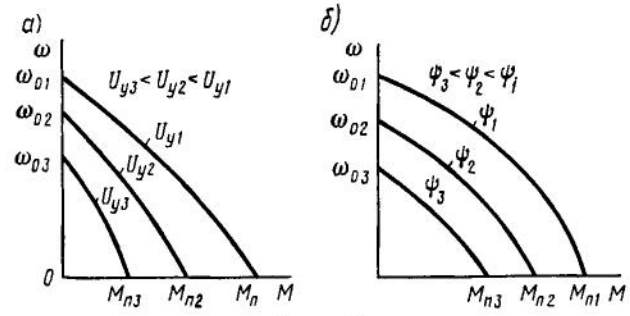


Рис. 15.3

Микродвигатели с полым немагнитным ротором среди перечисленных выше двигателей характеризуются наименьшим моментом инерции ротора и наилучшим быстродействием. Они имеют малую нелинейность механических и регулировочных характеристик, не превышающую 5...15 % при $\omega = \omega_0/2$, что обеспечивает устойчивую работу привода в большом диапазоне изменения угловой скорости ($\omega_{max}/\omega_{min} = 100...200$), отличаются высокой чувствительностью, т. е. малым значением сигнала управления при трогании; плавностью и бесшумностью хода; постоянством $M_п$ при любом положении ротора. В качестве недостатков этих двигателей можно отметить низкий к. п. д., не превосходящий у большинства двигателей 20...40 % в номинальном режиме и существенно уменьшающийся в режиме управления; низкий $\cos\varphi$; большие габариты и массу (в 2...4 раза больше, чем у силовых асинхронных двигателей и управляемых двигателей постоянного тока одной и той же мощности).

Управляемые асинхронные микродвигатели с короткозамкнутым ротором в сравнении с двигателями с полым ротором характеризуются более высокими энергетическими показателями (η, $\cos\varphi$), более высокой надежностью при механических и климатических воздействиях, а в определенном диапазоне мощностей — меньшими

массой и габаритами, однако имеют больший момент инерции ротора и худшее быстродействие, а также больший сигнал управления при трогании. Их рекомендуют применять в относительно маломощных ЭМП, тогда как двигатели с полым ротором — в более мощных.

Двигатели с полым ферромагнитным ротором не имеют самохода, т. е. самопроизвольного вращения при нулевом управляющем сигнале, их механические и регулировочные характеристики близки к линейным, они более линейны, чем у других управляемых асинхронных двигателей, но из-за больших моментов инерции ротора и момента трогания широкого применения не получили.

Двигатели переменного тока синхронные. Это двигатели, угловая скорость которых жестко связана с частотой сети. На рабочем участке они имеют абсолютно жесткую механическую характеристику и применяются в ЭМП, к которым предъявляют требования строгого постоянства средней или мгновенной угловой скорости, например в приводах часовых механизмов, механизмов реле, различного рода программных устройств и т. п. Их выпускают как трехфазными, так и однофазными с питанием от сетей промышленной частоты 50 Гц, а также повышенных частот 400, 500, 1000 Гц с напряжением 220, 127, 36, 24, 12 В. В зависимости от конструкции ротора различают следующие типы синхронных двигателей: двигатели с постоянными магнитами, реактивные двигатели и гистерезисные двигатели.

Синхронные двигатели с постоянными магнитами бывают самозапускающиеся, с асинхронным пуском и с гистерезисным пуском. *Самозапускающиеся двигатели* получили широкое распространение. Они работают от однофазных сетей. Номинальная мощность на валу у них не превосходит долей ватта, к. п. д. составляет 3...5 %. Основной их недостаток — очень малый пусковой момент. Поэтому их применяют либо в ЭМП с малоинерционной нагрузкой, либо совместно со специальными устройствами, позволяющими сначала запустить двигатель вхолостую, а затем по достижении им синхронной скорости подключить нагрузку. Иногда для облегчения пуска их применяют совместно с пружинными устройствами и прочими приспособлениями, обеспечивающими вращение ротора в заданном направлении. Для этих двигателей характерна форма короткого цилиндра большого диаметра.

Синхронные двигатели с постоянными магнитами и асинхронным пуском для обеспечения пуска снабжены на роторе короткозамкнутой обмоткой типа беличьей клетки и получили в настоящее время среди синхронных двигателей наибольшее распространение. В ряде случаев эти двигатели имеют существенные преимущества по сравнению с синхронными реактивными и гистерезисными двигателями: более высокие значения η и $\cos\varphi$; бóльшую удельную мощность, т. е. мощность на единицу массы; повышенные нагрузочную способность и стабильность угловой скорости, хорошую синфазность вращения (что важно для групповых приводов). Однако в сравнении с реактивными и гистерезисными двигателями они

несколько сложнее и, кроме того, в сравнении с гистерезисными двигателями имеют худшие пусковые свойства. Заметим, что пусковые свойства синхронных двигателей характеризуются начальным пусковым моментом и моментом входа в синхронизм, т. е. максимальным моментом нагрузки, при которой ротор, доведенный до подсинхронной скорости, втягивается в синхронизм.

Синхронные двигатели с постоянными магнитами и гистерезисным пуском вследствие их недостаточно хороших характеристик широкого применения не получили.

Реактивные синхронные двигатели отличаются простотой конструкции, невысокой стоимостью, высокой надежностью, стабильностью характеристик и, несмотря на невысокие их энергетические показатели, нашли широкое применение в различного рода устройствах автоматики, физических приборах, аппаратуре магнитной записи и др. Конструктивно они мало отличаются от трехфазных и однофазных асинхронных двигателей, однако развивают в 2...3 раза меньшую мощность, чем одинаковые с ними по габаритам асинхронные двигатели, и имеют сравнительно низкие пусковые и энергетические показатели: $M_{\text{п}} = (1{,}0...1{,}5)\,M_{\text{ном}}$, $M_{\max} = (1{,}2...2{,}2)\,M_{\text{ном}}$; $\eta = 5...50$ %, $\cos\varphi = 0{,}2...0{,}5$. Существенным их недостатком является также то, что они очень чувствительны к напряжению питания, поскольку развиваемый ими момент пропорционален квадрату приложенного напряжения.

Гистерезисные синхронные двигатели также получили широкое применение в устройствах автоматики. Их статор аналогичен статорам обычных синхронных и асинхронных двигателей, а ротор представляет собой полый цилиндр из магнитно-твердого материала. Эти двигатели имеют большие пусковые моменты, высокий к. п. д., который достигает 60 %, отличаются плавностью входа в синхронизм и малым временем разгона, слабым изменением потребляемого тока при изменении нагрузки, большой механической прочностью, стабильностью характеристик при изменении температуры, высокой надежностью, низким уровнем шумов, сравнительно небольшими массой и габаритами. В качестве недостатков этих двигателей отметим малый коэффициент мощности ($\cos\varphi = 0{,}3...0{,}45$), малую стабильность мгновенной угловой скорости и качание ротора при внезапных изменениях нагрузки, большой технологический разброс характеристик двигателей и сравнительно высокую стоимость. По некоторым свойствам (удельной мощности, к. п. д., $\cos\varphi$, стабильности мгновенной скорости) гистерезисные двигатели (особенно мощные при $P > 200$ Вт) уступают синхронным двигателям с возбужденными полюсами и асинхронным двигателям. Однако в отношении способности втянуть в синхронизм механизмы с большими моментом инерции и уровнем шумов они превосходят синхронные двигатели других типов, особенно с малой мощностью (менее 10 Вт). При мощности до 100 Вт и частотах 500...1000 Гц во многих ЭМП гистерезисные двигатели могут оказаться предпочтительнее силовых асинхронных двигателей, когда они становятся малоэкономичными вследствие низкого к. п. д.

Двигатели постоянного тока. Они находят широкое применение в ЭМП и по целому ряду свойств превосходят двигатели переменного тока: имеют сравнительно высокие к. п. д., большие пусковые моменты при небольших токах, малые массу и габариты, дают возможность просто и экономично регулировать угловую скорость в широком диапазоне. Основным их недостатком является пониженная надежность из-за наличия щеточно-коллекторного узла, особенно при эксплуатации в тяжелых условиях (тряска, вибрации, повышенная влажность, резко изменяющиеся температура и давление и др.).

В зависимости от способа возбуждения магнитного поля на статоре различают двигатели с электромагнитным возбуждением и двигатели с постоянными магнитами. Первые из них рассчитаны на относительно большую мощность (несколько десятков ватт и более), их обмотку возбуждения обычно выполняют либо независимой, либо включенной последовательно или параллельно цепи якоря. Вторые не имеют обмотки возбуждения, их устройство проще, к. п. д. и удельная мощность выше, чем у первых. По своим рабочим характеристикам двигатели с постоянными магнитами аналогичны двигателям с параллельным или независимым возбуждением.

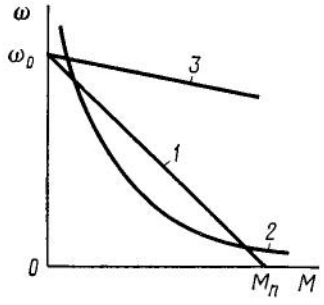


Рис. 15.4

На рис. 15.4 изображены механические характеристики различных двигателей постоянного тока: кривая *1* относится к двигателям с параллельным возбуждением и постоянными магнитами, кривая *2* — с последовательным возбуждением и кривая *3* — с независимым возбуждением. Режим холостого хода ($M_н = 0$) в двигателях с последовательным возбуждением исключен, так как при этом угловая скорость получается очень большой и превышает допустимую, т. е. момент нагрузки $M_н$ здесь не должен быть ниже определенного порога.

Силовые микродвигатели постоянного тока отличаются от двигателей постоянного тока общего назначения средней и большой мощности тем, что имеют меньший к. п. д. и проектируются обычно на большие частоты вращения (4000...10 000 мин$^{-1}$), что способствует уменьшению их массы и габаритов. Иногда их выпускают со встроенными регуляторами угловой скорости, которые стабилизируют угловую скорость с точностью 3...5 % путем включения — выключения сопротивления в цепи якоря или обмотки возбуждения.

Управляемые микродвигатели постоянного тока, нашедшие широкое распространение в приборных ЭМП, во многих случаях по своим свойствам превосходят управляемые асинхронные двигатели переменного тока. Они имеют более высокие энергетические показатели при одинаковых габаритах, меньшую мощность управления, что уменьшает габариты усилителя, практически не потребляют мощности при отсутствии сигнала управления и остановленном роторе, имеют более широкий диапазон регулирования угловой скорости. К недостаткам этих двигателей относятся низкая надежность вследствие наличия щеточно-коллекторного узла со скользящими контактами, изнашивающимися во время эксплуатации; повышенное значение сигнала управления при трогании; наличие радиопомех, обусловленных искрением под щетками; погрешности ЭМП вследствие погрешностей усилителей постоянного тока, применяемых для управления.

Управляемые двигатели постоянного тока выполняют либо с независимым возбуждением, либо с возбуждением от постоянных магнитов. Для их управления может использоваться обмотка якоря или обмотка возбуждения. Ценным качеством якорного управления является линейность механических и регулировочных характеристик, которую нельзя получить при управлении любым другим

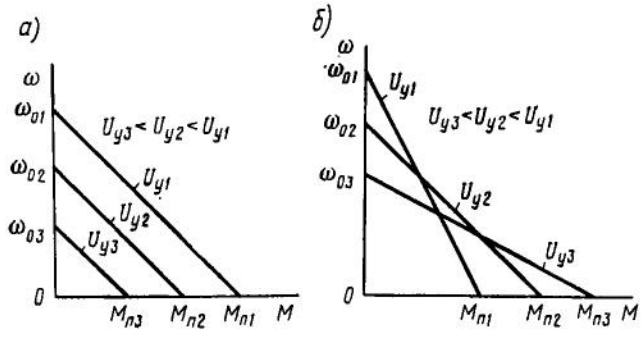


Рис. 15.5

двигателем как постоянного, так и переменного тока, однако мощность управления при этом велика. И наоборот, при управлении через обмотку возбуждения регулировочные характеристики нелинейны, причем при малых моментах нагрузки они даже неоднозначны, что является большим недостатком этих двигателей, но мощность управления мала и это является большим преимуществом по сравнению с якорным управлением (даже при номинальных сигналах управления мощность управления не превышает 30 % потребляемой мощности в двигателях мощностью 5...7 Вт и 5 % в двигателях мощностью 200...250 Вт). Обычно двигатели с таким управлением применяют в тех случаях, когда момент нагрузки не опускается ниже 50 % от пускового момента при номинальном сигнале управления. Механические характеристики двигателей постоянного тока при якорном и полюсном (через обмотку возбуждения) управлениях показаны соответственно на рис. 15.5, *а*, *б*.

Наиболее распространены управляемые двигатели постоянного тока в обычном исполнении и малоинерционные. Двигатели обычного исполнения отличаются от силовых меньшим моментом инер-

ции ротора из-за увеличенного отношения его длины к диаметру, повышенным качеством щеточно-коллекторного узла и подшипников. Малоинерционные двигатели бывают с печатной обмоткой якоря на диске или полом цилиндре и с обычной обмоткой якоря на полом цилиндре (по своим пусковым и рабочим свойствам они близки друг другу).

Управляемые двигатели постоянного тока с обмоткой возбуждения имеют $\eta = 25...30$ % при $P = 5...10$ Вт и $\eta = 50...60$ % при $P = 200$ Вт. Их габариты и масса примерно в 2...3 раза меньше, чем у управляемых асинхронных двигателей той же мощности, но больше, чем у силовых двигателей постоянного тока. Двигатели с постоянными магнитами имеют более высокий к. п. д. ($\eta = 50...70$ %), не требуют источника питания для цепи возбуждения, однако, несмотря на кажущуюся простоту, стоимость их не меньше стоимости обычных двигателей с обмотками возбуждения. Их выпускают в основном на малые мощности — до нескольких десятков ватт. Наиболее распространенной в СССР серией управляемых двигателей постоянного тока с возбуждением от обмотки является серия СЛ, с постоянными магнитами и обычным якорем — серия ДПМ, а с полым якорем и обычной обмоткой — серия ДПР. Двигатели ДПР выпускают мощностью от десятых долей до нескольких десятков ватт. Их к. п. д. на 15...25 % выше, а электромеханическая постоянная времени в 2...2,5 раза меньше, чем у таких же двигателей ДПМ. В последнее время получили довольно широкое распространение бесконтактные двигатели постоянного тока, в которых щеточно-коллекторный узел заменен более надежным полупроводниковым коммутатором, управляемым датчиками положения ротора. Коммутатор не только выполняет основную функцию — заменяет щеточно-коллекторный узел, но и управляет двигателем: регулирует угловую скорость, осуществляет реверс, пуск и остановку вращения. По сравнению с коллекторными двигателями бесколлекторные имеют более высокие энергетические показатели, больший диапазон регулирования угловой скорости, не являются источниками радиопомех, обладают высокой надежностью, но стоимость их значительно больше. Механические и регулировочные характеристики этих двигателей линейны и такие же, как и у коллекторных двигателей с якорным управлением.

Шаговые двигатели. Это электромеханические устройства, которые преобразуют электрические импульсы напряжения управления в фиксированный угол поворота вала. Шаговые двигатели находят применение в дискретных устройствах автоматического управления, следящих системах с цифровым управлением, приводах стартстопных лентопротяжных механизмов, счетно-решающих и программных устройствах и других специальных приборных устройствах. В качестве шаговых двигателей чаще всего используются синхронные двигатели с активным или реактивным ротором, которые управляются с помощью специальной электронной схемы. Для работы шагового двигателя характерны следующие

показатели: механический шаг двигателя, т. е. угол между двумя соседними устойчивыми положениями ротора; зависимость статического синхронизирующего момента от углового положения ротора $M = M(\theta)$; механическая характеристика $M = M(f)$ — зависимость момента, развиваемого двигателем, от частоты следования импульсов управления (рис. 15.6); при предельной частоте $f_{пр}$ момент становится равным 0; частота приемистости — максимальная

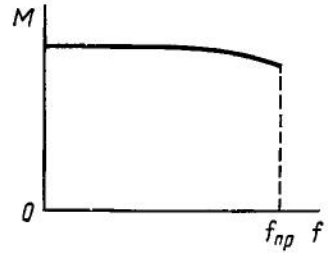


Рис. 15.6

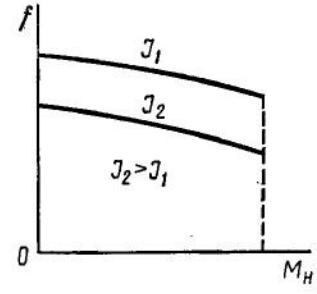


Рис. 15.7

частота следования импульсов управления, при которой двигатель входит в синхронизм без потери шага; предельные динамические характеристики — зависимость частоты приемистости от момента сопротивления нагрузки и ее момента инерции $J_н$ (рис. 15.7). Промышленность выпускает значительное число различных типов шаговых двигателей. Но более известными из них являются двигатели с активным ротором серий ДШ-А, ШДА, ДША, ШДП-3; двигатели индукторного типа серий ШДР; ДШИ, РШД и др.

§ 15.2. Пружинные двигатели

Эксплуатационные свойства. Пружинные двигатели представляют собой аккумуляторы механической энергии. Запасенная при заводе двигателя потенциальная энергия упругодеформированной (заведенной) пружины может быть при спуске пружины использована для приведения в действие какого-либо механизма прибора. Применение подобных двигателей целесообразно в тех случаях, в которых двигатель после определенного времени действия прибора может быть снова заведен. Отличительными особенностями пружинных двигателей являются их малые масса и размеры, относительная простота конструкции, способность работать в тяжелых эксплуатационных условиях (при больших перепадах температур, вибрационных и ударных нагрузках, высокой радиации и пр.). Поэтому пружинные двигатели часто используют в переносных автономных приборах, не имеющих электропитания (фото- и киносъемочная аппаратура, механические часы, приводы регистрирующих устройств измерительных приборов и пр.).

Основным параметром пружинного двигателя, определяющим возможность применения его как привода какого-либо механизма,

является та часть отдаваемой им энергии, которая может быть полезно использована механизмом прибора. Для приведения в движение механизма прибора двигатель должен подавать к его рабочей оси момент не меньше некоторого значения $M_р$, при котором преодолевается момент всех сил сопротивления и обеспечивается уверенная работа прибора. Этот момент должен сообщаться двигателем на протяжении $n_р$ оборотов рабочей оси, т. е. в течение всего цикла работы прибора до очередного подзавода двигателя. Работа, которую при этом отдает прибору двигатель,

$$W_{дв} = M_{дв}\varphi_{дв} = M_{дв}2\pi n_{дв} = 2\pi M_р n_р/\eta,$$

где $M_{дв}$ — минимальный развиваемый двигателем момент в течение цикла его работы; $\varphi_{дв}$ — угол поворота валика двигателя, рад, $n_{дв}$ — количество рабочих оборотов валика двигателя; η — к. п. д. передаточного механизма, соединяющего двигатель с рабочей осью прибора. Передаточный механизм (обычно это мультипликатор) необходим потому, что количество оборотов $n_р$ рабочей оси прибора существенно больше количества оборотов $n_{дв}$ двигателя. Передаточное отношение i передаточного механизма определяется отношением $i = n_{дв}/n_р$; минимальный момент, развиваемый двигателем, $M_{дв} = M_р/(i\eta)$. При большом количестве оборотов рабочей оси прибора стремятся к большому количеству рабочих оборотов валика двигателя, так как при малых значениях передаточных отношений усложняется конструкция передаточного механизма и уменьшается его к. п. д. Однако пружинный двигатель, имеющий большое количество рабочих оборотов, имеет соответственно и большие размеры. Практикой изготовления пружинных двигателей приняты определенные значения $n_{дв}$. Например, для пружинных двигателей часовых механизмов обычно $n_{дв} = 5...8$ оборотов.

Заводная пружина. Основным элементом пружинного двигателя является заводная пружина. Наибольшее распространение получили плоские спиральные пружины из стальной пружинной ленты; значительно реже, лишь когда это диктуется удобством компоновки механизма, применяется винтовая пружина кручения из круглой стальной проволоки, навитая вокруг заводного валика.

Пружинные двигатели обычно рассчитывают на ограниченную долговечность с числом рабочих циклов, не превышающих нескольких десятков тысяч. Желание получить компактную конструкцию с малой массой обусловливает стремление максимально использовать упругие и прочностные свойства материала пружины. При изготовлении спиральной заводной пружины ленту толщиной h навивают на валик диаметром d так, чтобы появляющиеся в материале пластические деформации создавали возможно больший запас потенциальной энергии, но вместе с тем сохранялась бы необходимая прочность и долговечность пружины. На основании опыта изготовления заводных пружин часовых механизмов и киноаппаратов из сталей У8А...У12А, кремнистой стали 70С2ХА и сплава К40МХМ отношение $k_з = d/h$, пропорциональное коэффициенту запаса, назначают в пределах $k_з = 30...40$. В результате

пластических деформаций при навивке изготовленная пружина приобретает форму спирали с возрастающим шагом (рис. 15.8, *а*). Геометрические параметры этой свободной спирали определяют число рабочих оборотов валика. В свою очередь, параметры спирали зависят от упруго-пластических свойств материала пружинной ленты; расчет формы свободной спирали рассмотрен, например, в работе [1]. При изготовлении пружины форма спирали стабилизируется либо выдержкой в навитом состоянии в течение определенного времени при повышенной температуре, либо несколькими десятками циклов навивки и освобождения спирали *.

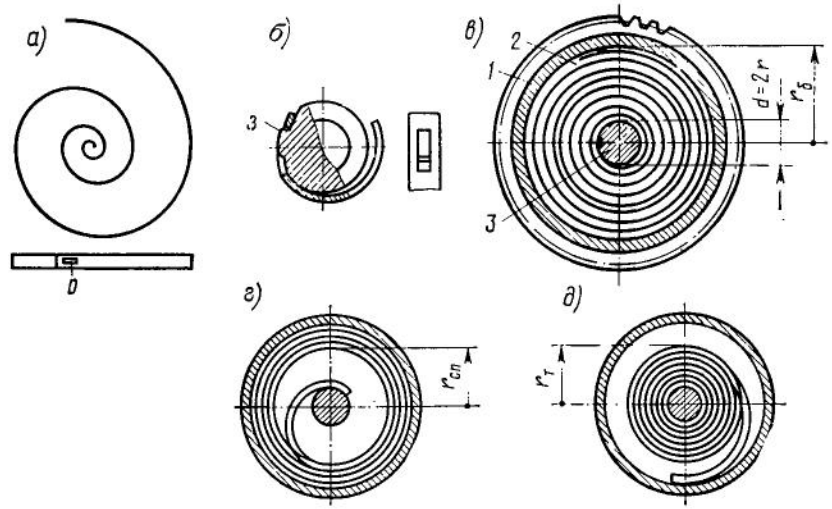


Рис. 15.8

Внутренний конец пружины сцепляется с заводным валиком с помощью отверстия, которым она надевается на зуб *3* валика (рис. 15.8, *б*). Наружный конец пружины, так же снабженный отверстием (рис. 15.8, *а*), часто прикрепляют к барабану *1* (рис. 15.8, *в*), внутри которого размещаются спиральная пружина *2* и заводной валик *3*. С зубчатого венца снаружи барабана момент заводной пружины передается механизму прибора. Барабан ограничивает габариты пружинного двигателя. При спуске пружины (рис. 15.8, *г*) наружный виток ложится на внутреннюю поверхность стенки барабана, затем на наружный виток укладываются остальные витки, образуя у периферии барабана плотное кольцо. При заводе пружины (рис. 15.8, *д*) витки последовательно переходят на валик, образуя уже около него плотное кольцо.

На рис. 15.9 показаны конструктивные схемы пружинных двигателей с вращающимся (*а*) и неподвижным (*б*) барабаном. В первой схеме пружина заводится заводным валиком, а развиваемый

* См.: *Гевондян Т. А.* Пружинные двигатели. М., Оборонгиз, 1956.

ею момент снимается с зубчатого венца барабана. Соединенное с валиком храповое колесо и расположенная на корпусе механизма собачка препятствуют вращению заводного валика пружиной. Крышка барабана соединяется с ним обычно упругим защелкиванием. Во второй схеме пружина также заводится заводным валиком, а ее момент передается зубчатым колесом, расположенным на заводном валике и соединенным с ним храповым механизмом. Двигатели с неподвижным барабаном несколько проще в изготовлении, но их недостатком является прекращение работы во время завода пружины. Поэтому двигатели с неподвижным барабаном (а также и без барабана, с закрепленным на корпусе механизма наружным концом пружины) применяют в менее ответственных приборах.

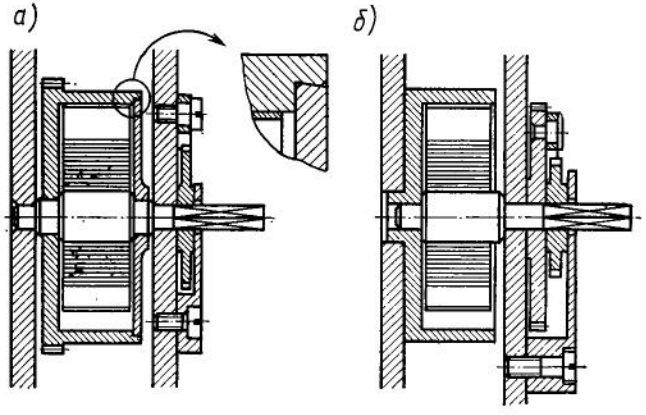


Рис. 15.9

Упругая характеристика изготовленной пружины показана на рис. 15.10. Закручиваемая от свободного состояния спираль имеет линейную характеристику (линия OAB), и лишь в конце закручивания пружины витки плотно ложатся друг на друга вокруг валика; деформируемая часть пружины резко уменьшается, и поэтому жесткость возрастает (участок BC характеристики). Характеристика пружины, заключенной в барабан, отражается кривой O_1AB. Точка A характеристики соответствует включению в работу всех витков пружины. При заводе и спуске пружины в барабане ее характеристика на участке AB (на рабочем участке) не отличается от характеристики пружины без барабана. Зависимость момента M, закручивающего пружину, от угла закручивания φ, выраженного в радианах или оборотах n валика, может быть записана в предположении чистого изгиба пружинной ленты на линейном участке AB характеристики:

$$M = EJ\varphi/l = Ebh^3\varphi/(12l) = \pi Ebh^3 n/(6l).$$

где l — длина пружины; b и h — размеры ее поперечного сечения (см. гл. 4).

Рассмотренный характер деформации спирали и упругая характеристика пружины возможны только в случае такого закрепления наружного конца пружины, при котором он, не имея возможности поворачиваться, может свободно смещаться по радиусу, что и обеспечивает чистый изгиб пружины. Схема подобного крепления показана на рис. 15.11, *а*. Однако ввиду сложности конструктивного выполнения крепления его в приборах не используют. В реальных конструкциях наружный конец пружины закрепляют шарнирно (рис. 15.11, *б*), жестко (рис. 15.11, *в*) и одним из способов упругого

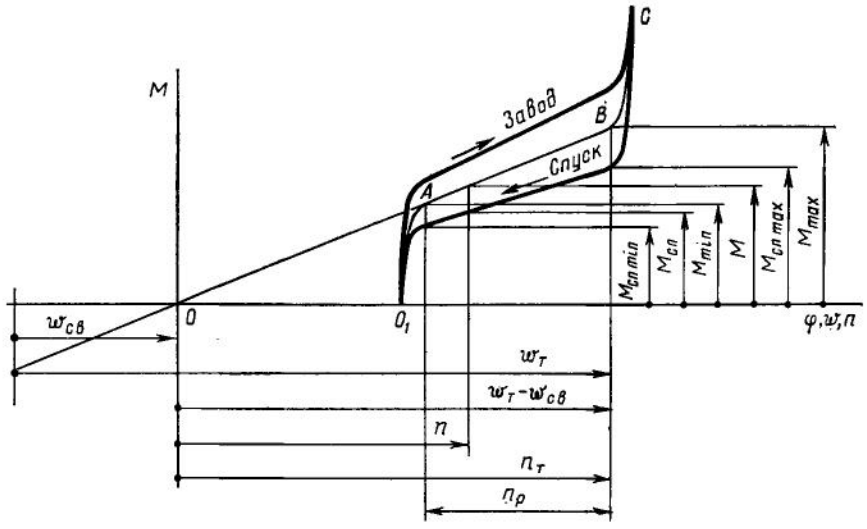


Рис. 15.10

крепления, например так, как показано на рис. 15.11, *г*, *д*. Все реальные крепления приводят к появлению на концах спирали силы, под действием которой концентрическое расположение витков спирали нарушается, витки пружины смещаются в сторону и касаются друг друга (рис. 15.11, *е*). При закручивании и раскручивании спирали между скользящими друг по другу витками возникают силы трения. Поэтому при заводе пружины к заводному валику для преодоления момента сил трения нужно прикладывать больший момент, а при спуске пружина отдает механизму прибора меньший момент $M_{сп}$, чем это определяется участком AB характеристики (см. рис. 15.10). Отношение $K = M_{сп}/M$ называется коэффициентом качества пружины. Его значение зависит от способа крепления наружного конца пружины и коэффициента трения между витками, который снижается при использовании соответствующей смазки. При простом шарнирном креплении (рис. 15.11, *б*) коэффициент качества $K = 0{,}65...0{,}70$, при жестком креплении

(рис. 15.11, *в*) $K = 0{,}72...0{,}78$, при более сложном упругом V-образном креплении (рис. 15.11, *г*) $K = 0{,}8...0{,}85$, при креплении с мечевидной накладкой (рис. 15.11, *д*) $K = 0{,}9...0{,}95$.

Нормальная заводная пружина. При заданных диаметрах $d_б$ барабана и d заводного валика и заданной толщине h пружинной ленты количество оборотов $n_р$ валика на рабочем участке характеристики двигателя зависит от длины l заводной пружины. Существует некоторая оптимальная длина пружины, обеспечивающая наибольшее количество оборотов валика при заданной толщине пружины и принятых диаметрах валика и барабана. Такую пружину называют нормальной. В пружинных двигателях используют обычно

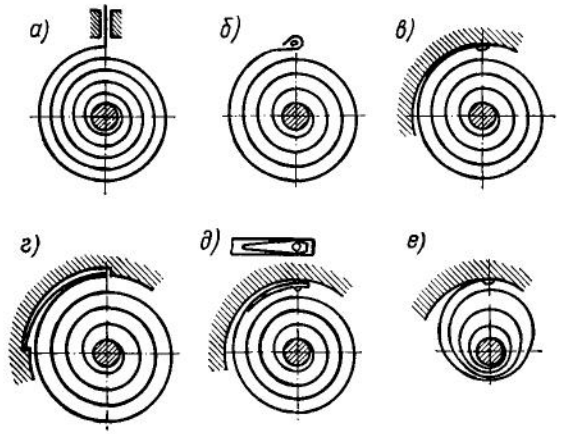


Рис. 15.11

нормальные пружины. Двигатели с пружиной меньшей или большей длины, чем нормальная, обладают меньшим количеством оборотов заводного валика.

Геометрический анализ [1] показывает, что у нормальной пружины внутренний радиус $r_{сп}$ спущенной пружины равен наружному радиусу $r_т$ тугозаведенной пружины (см. рис. 15.8, *г*, *д*). Полагая для простоты расчетов радиус внутреннего витка равным радиусу r валика, а радиус наружного витка равным радиусу $r_б$ барабана, из условия постоянства площади $lh = \pi (r_т^2 - r^2) = \pi (r_б^2 - r_т^2)$, занимаемой пружиной в барабане, получаем выражения для радиуса барабана $r_б = \sqrt{2(r_т^2 - r^2)}$, длины нормальной пружины $l = \pi (r_б^2 + r^2)/2h$ и количества рабочих оборотов $n_р$ пружинного двигателя с нормальной пружиной: $n_р = [\sqrt{2(r_б^2 + r^2)} - (r_б + r)]/h$.

Проектирование пружинного двигателя. Проектирование заключается в подборе материала заводной пружины и назначении ее размеров — длины l, ширины b, толщины h и диаметров d заводного валика и $d_б$ заводного барабана — такими, чтобы двигатель имел заданное количество $n_р$ рабочих оборотов барабана и развивал заданный момент $M_{сп\,min}$. В начале проектирования производится выбор коэффициента запаса $k_з = d/h$, (исходя из требуемой долговечности пружины) и отношения $\mathfrak{M} = M_{сп\,max}/M_{сп\,min}$, т. е. наибольшего момента спуска пружин к наименьшему на рабочем участке характеристики.

На рабочем участке характеристики пружина сообщает механизму прибора больший момент, чем момент $M_{сп\,min}$, необходимый для обеспечения нормальной работы механизма. Излишек момента обычно гасится с помощью тормозных стабилизаторов скорости (см. гл. 18). Чем ближе $\mathfrak{M}$ к единице, тем легче стабилизатору поддерживать заданную частоту вращения и тем проще получается его конструкция. Однако при этом для работы механизма используется лишь малая часть потенциальной энергии деформаций, запасенной заводной пружиной (рис. 15.12). Наилучшее использование энергии заводной пружины происходит при $\mathfrak{M} = 2$. Такой пружинный двигатель имеет меньшие размеры и массу по сравнению с двигателем, который сообщает механизму ту же работу, но имеет $\mathfrak{M} \geqslant 2$. Учитывая необходимость минимизации массы и размеров и упрощения конструкции двигателя и тормозного регулятора скорости, а также требования поддержания с заданной точностью частоты вращения рабочей оси механизма, значения $\mathfrak{M}$ выбирают чаще всего в пределах 1,4...2. Установив $\mathfrak{M}$, можно найти разность чисел витков тугозаведенной $w_т$ и свободной $w_{св}$ пружин: $w_т - w_{св} = n_р\mathfrak{M}/(\mathfrak{M} - 1)$. После этого с учетом упругопластических свойств выбранного материала и принятого значения коэффициента запаса можно определить число витков тугозаведенной пружины. Методика определения $w_{св}$ аналитическим или графоаналитическим способом описана в [1]. Запишем уравнение характеристики пружины (см. с. 18):

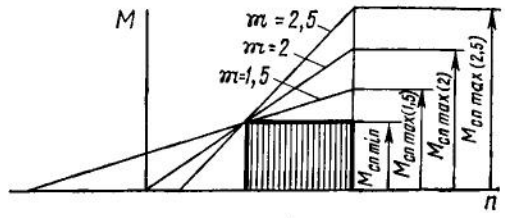


Рис. 15.12

$$M_{max} = M_{сп\,min}\mathfrak{M}/K = \pi E b h^3 n_т/(6l) = \pi E b h^3 (w_т - w_{св})/(6l).$$

Преобразуем формулу $lh = \pi (r_т^2 - r^2)$ (см. с. 20) с учетом $r_т = r + w_т h$ и $r = k_з h/2$ к виду

$$l/h = \pi w_т (k_з + w_т).$$

Подставив это выражение в уравнение характеристики и заменив $b = \beta h$ (значение β обычно в пределах 8...24), получим

$$M_{сп\,min}\mathfrak{M}/K = E b h^2 (w_т - w_{св})/[6 w_т (k_з + w_т)].$$

Отсюда толщина, ширина и длина пружины определяются как

$$h = \sqrt[3]{6M_{\text{сп min}}\mathfrak{M}w_{\text{т}}(k_{\text{з}}+w_{\text{т}})/[KEb(w_{\text{т}}-w_{\text{св}})]},$$

$$b = \beta h \text{ и } l = \pi w_{\text{т}}(k_{\text{з}}+w_{\text{т}})h.$$

Полученные значения h и b сопоставляем с сортаментом пружинных лент и корректируем. После этого определяем диаметр валика $d = k_{\text{з}}h$, а из выражения $r_{\text{т}}^2 = (r_{\text{б}}^2 + r^2)/2$ с учетом уравнений $r_{\text{т}} = r + w_{\text{т}}h$ и $r = k_{\text{з}}h/2$ находим после преобразований диаметр барабана:

$$2r_{\text{б}} = 2h\sqrt{2w_{\text{т}}(k_{\text{з}}+w_{\text{т}}) + k_{\text{з}}^2/4}.$$

Пружинные двигатели с пологой характеристикой. В подавляющем большинстве случаев применения пружинного двигателя требуется постоянство момента, передаваемого им механизму прибора. Это может быть достигнуто усложнением конструкции двигателя. В точных хронометрах для получения постоянного момента окружная сила с барабана заводной пружины передавалась гибкой цепочкой или лентой на спиральный кулачок – улитку. При этом геометрия спирали подбиралась в соответствии с моментами начала и конца рабочего участка характеристики пружины так, чтобы момент на оси улитки был постоянным. Уменьшение перепада моментов в начале и конце работы пружинного двигателя может быть достигнуто при изготовлении пружины из ленты, получившей предварительно пластический изгиб в противоположном направлении. В изготовленной таким образом пружине наружные витки частично сохраняют кривизну, полученную при предварительном изгибе. Свободная форма такой пружины, получившей название S-образной, показана на рис. 15.13. Наружные витки S-образной пружины деформируются при работе больше, чем у обычной пружины. Количество оборотов валика при заводе пружины от свободного до тугозаведенного состояния больше, чем у обычной пружины при тех же размерах ленты. Поэтому S-образные пружины при спуске развивают на рабочем участке большие моменты при более пологой характеристике. Момент спуска, близкий к постоянному, на рабочем участке характеристики дает желобчатая пружина. Эта пружина навивается из ленты с изогнутым поперечным сечением (рис. 15.14, *а*). В процессе навивки ленты на заводной валик поперечное сечение становится плоским; эта деформация создает дополнительный запас потенциальной энергии в пружине. Особенность работы желобчатой заводной пружины состоит в том, что при заводе и спуске витки прижимаются друг к другу, образуя плотное кольцо (рис. 15.14, *б*), которое перемещается к валику при заводе пружины и к стенке барабана при спуске. Силы трения между скользящими друг по другу витками поглощают бо́льшую часть момента в начале спуска и значительно меньшую часть



Рис. 15.13

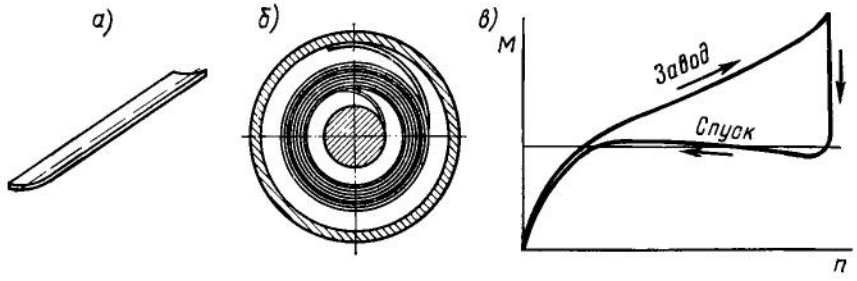


Рис. 15.14

в конце спуска пружины. Поэтому пружинные двигатели с желобчатой пружиной имеют при соответствующем подборе параметров практически постоянный момент спуска (рис. 15.14, *в*).

Парашютный полуавтомат. Характерным примером прибора, в котором применен привод с пружинным двигателем, а также ряд элементов, рассмотренных в ч. 1 книги, является парашютный полуавтомат ППК-V. Этот полуавтомат предназначен для раскрытия ранца парашюта и введения в действие устройств, раскрывающих парашют, парашютно-спасательные системы или включающих механизмов катапультных установок летательных аппаратов через заданный промежуток времени (от 2 до 5 с) на заданной высоте (0,3 до 8 км). Шкала высот прибора тарирована по так называемой стандартной атмосфере (ГОСТ 4401—73), но с превышением на 100 м. Это сделано для того, чтобы скомпенсировать потерю высоты парашютистом за время от начала срабатывания прибора до окончания наполнения купола парашюта.

На рис. 15.15 представлена кинематическая схема прибора. Прибор состоит из взаимосвязанных между собой четырех механизмов: часового (поз. *4*...*7*), передаточного (поз. *2*, *3*, *11*...*14*), анероидного (поз. *1*, *24*...*29*) и вытяжного (пружинного) устройства (поз. *16*...*22*).

Действие прибора застопорено гибкой шпилькой *9*. При ее выдергивании начинает работать часовой механизм под воздействием пружин *19* через ролик *15*, связанный с поршнем *20*. Ролик *15* давит на собачку *21*, шарнирно закрепленную на зубчатом секторе *11*, который через зубчатую передачу приводит в движение спусковой регулятор *6*, *7*, *8*. Вращение сектора и колес указано стрелками. При повороте сектора ось собачки *12* давит на ведущий рычаг *3*, который, поворачиваясь вокруг своей оси, пальцем *23* заставляет вращаться блокировочный рычаг *2*. Противоположный конец этого рычага, дойдя до жесткого центра *29* анероидной коробки *28*, упирается в него и останавливает весь часовой механизм, если высота полета больше высоты, установленной по шкале прибора (в это время торец жесткого центра находится выше верхней плоскости платы *1*). При уменьшении высоты полета анероидная коробка сжимается и жесткий центр *29* опускается. По достижении

заданной высоты торец центра должен совпасть с верхней плоскостью платы и освободить блокировочный рычаг *2*, после чего часовой механизм отработает еще 0,8...1,2 с. Заданную высоту можно установить перемещением анероидной коробки с помощью зубчатой передачи *25*, *26* и винта *24*, соединенного с коробкой. На коробке укреплена шкала высот *27*, по которой и отсчитывается необходимая высота. Чем больше заданная высота, тем ниже опустятся анероидная коробка и ее жесткий центр *29* относительно верхней платы *1*.

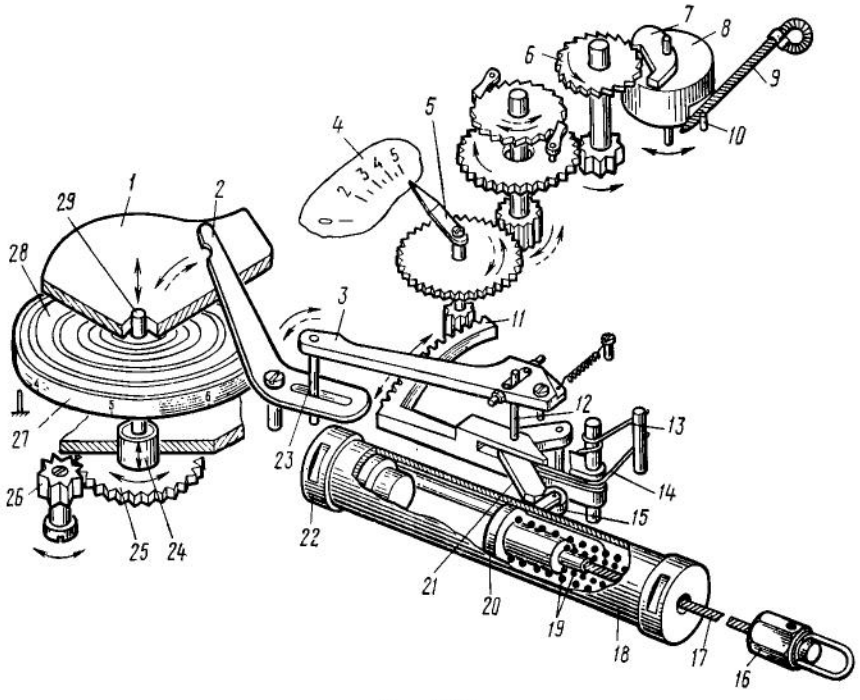


Рис. 15.15

При прыжках с высоты ниже заданной по шкале прибора блокировочный рычаг *2* свободно проходит над жестким центром анероидной коробки и часовой механизм отрабатывает время, установленное по шкале *4*. Как только часовой механизм отработает заданное время (стрелка *5* достигнет нуля шкалы), ролик *15* выходит из зацепления с собачкой *21* и поршень *20* с тросом *17* под давлением пружин *19* перемещается вдоль трубки *18*. В результате трос с присоединительным кольцом *16* приводит в действие механизм парашюта или какое-либо другое устройство. Пружины *13* и *14* служат для возвращения всех рычагов в исходное положение (возвратное движение показано штриховыми стрелками). Чтобы прибор вновь подготовить к действию, нужно застопорить баланс *8* гибкой шпилькой *9* и взвести прибор.

Из рассмотренной кинематической схемы парашютного полуавтомата видно, что работа всех его механизмов взаимно связана между собой. Поэтому расчет элементов полуавтомата должен вестись в определенной последовательности. Так как исполнительным органом — выходным звеном — рассматриваемого прибора является вытяжной механизм, действующий от пружин *19*, необходимо определить силы, которые должны развивать пружины.

По техническим условиям на тросе полуавтомата (для открытия парашюта) должна быть задана сила, равная 300 Н. Однако сила, развиваемая пружинами, расходуется еще на приведение в действие часового регулятора и преодоление трения в рычажном и передаточном механизмах. Кроме того, необходимо преодолеть противодействие возвратных пружин *13* и *14*. Чтобы определить указанные силы, сначала рассчитывают часовой механизм, выбирая параметры спускового регулятора *6*, *7*, *8* и определяя момент на ходовом колесе *6*. Зная передаточные отношения в кинематической цепи прибора, которые можно найти исходя из заданных габаритов и заданного перемещения вытяжного троса (30...70 мм), определяют силу, развиваемую пружинами *19*. При этом необходимо учесть потери на трение в зубчатой передаче, опорах и рычажной системе. После этого рассчитывают параметры пружин. А затем переходят к расчету анероидной коробки *28* и шкалы высот *27*. Здесь необходимо увязать перемещение жесткого центра коробки *29* с показаниями шкалы. Для этого, задаваясь стандартным шагом резьбы винта *24*, определяют параметры мембран и анероидной коробки. Можно взять стандартную коробку и определять требуемый шаг резьбы.

Глава 16

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ (РЕДУКТОРЫ И МУЛЬТИПЛИКАТОРЫ)

§ 16.1. Основные сведения

Многоступенчатая зубчатая передача предназначается для последовательного, ступенчатого изменения частоты вращения и соответствующего изменения моментов сил от ведущего вала к ведомому посредством нескольких пар зубчатых колес. Главным достоинством многоступенчатых зубчатых передач по сравнению с одноступенчатыми является возможность получения больших передаточных отношений при небольших габаритах передачи. В подтверждение этого рассмотрим следующий пример. Посредством одноступенчатой передачи (рис. 16.1, *а*) необходимо получить уменьшение частоты вращения с $n_1 = 100$ мин$^{-1}$ до $n_2 = 1$ мин$^{-1}$. Передаточное отношение передачи $i_{12} = n_1/n_2 = 100$. Если принять, что делительный диаметр ведущего зубчатого колеса $d_1 = 10$ мм, то делительный диаметр ведомого колеса $d_2 = 1000$ мм.

Площадь A_1, занимаемая такой одноступенчатой передачей (рис. 16.1, *в*), составит 1000 × 1010 мм, т. е. габариты передачи будут очень большими. Теперь определим, на сколько сократятся габариты передачи, если применить две одинаковые ступени изменения частоты вращения с передаточными отношениями $i_{12} = i_{34} = 10$, показанные на рис. 16.1, *б*. В этом случае при $d_1 = d_3 = 10$ мм диаметры d_2 и d_4 равны 100 мм. Площадь A_2, занимаемая такой передачей (рис. 16.1, *в*), составит 100 × 165 мм. В часовых механизмах, например, общее передаточное отношение может быть

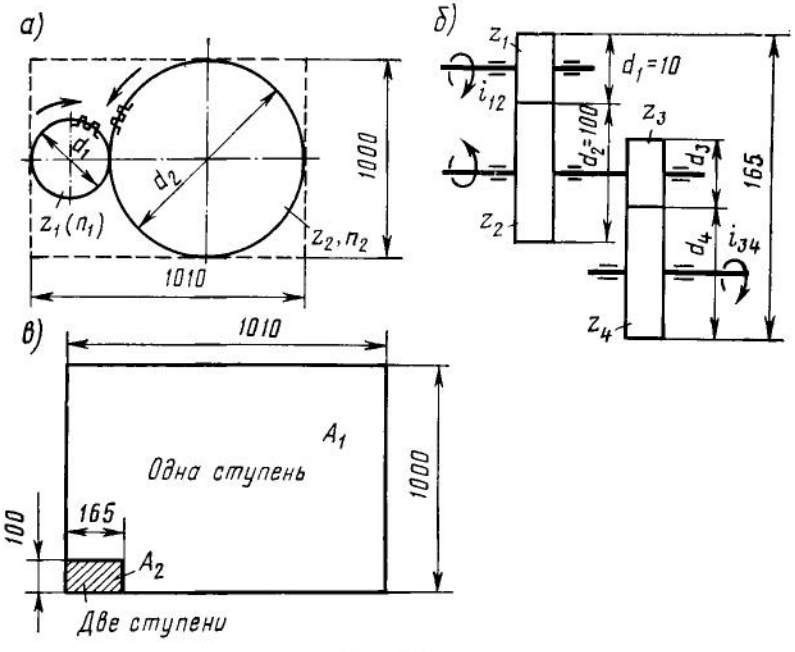


Рис. 16.1

очень большим — 5000...7000. При ведомом колесе диаметром 1 мм ведущее колесо в случае одноступенчатой передачи должно было бы иметь диаметр 5000 мм. В таких механизмах путем применения многоступенчатых зубчатых передач и циклоидального зацепления, допускающего изготовление ведомых колес-трибов с малыми числами зубьев ($z = 5...6$), можно уменьшить габариты передачи до очень малых значений. В многоступенчатых передачах при одних и тех же частотах вращения и моменте на входном валу можно предусмотреть в качестве выходных валы с промежуточных ступеней, получая несколько значений скоростей или моментов (рис. 16.2, *а*).

Классификация многоступенчатых зубчатых передач. По принципу действия различают: *передачи с неподвижными осями* — рядные (рис. 16.2 *б*), ступенчатые (см. рис. 16.1, *б*); *передачи с подвижными осями* — планетарные механизмы, дифференциальные механизмы (дифференциалы), волновые передачи.

По характеру изменения частоты вращения различают *передачи, работающие на замедление вращения, и передачи, работающие на ускорение вращения.* Первые передачи применяют в редукторах различных приводов. В первом приближении, исходя из закона сохранения энергии и пренебрегая ее потерями на трение в механизме, можно считать, что произведение момента вращения на частоту вращения любого вала многоступенчатой зубчатой передачи с последовательным расположением ступеней должно быть постоянным, т. е. $Mn = \text{const}$. Большая частота вращения вала двигателя при малом моменте вращения преобразуется в малую частоту вращения выходного вала с соответствующим увеличением момента

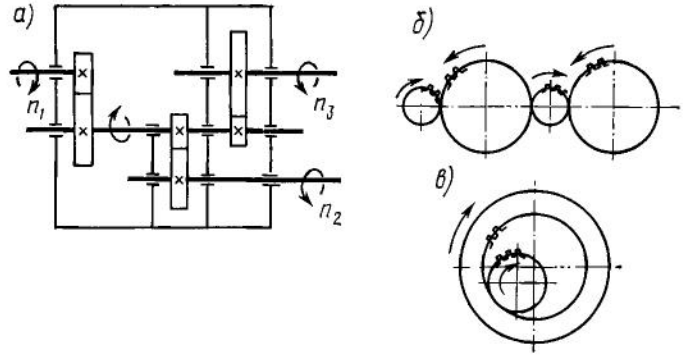


Рис. 16.2

вращения. Отсюда следует также, что в редукторах диаметр входного вала меньше диаметра выходного вала, если их размеры определяют расчетом на прочность. Передачи, работающие на ускорение вращения, — это ускорительные передачи или мультипликаторы. К ним относятся передачи различных измерительных головок, в которых подлежащие измерениям малые перемещения преобразуются в относительно большие перемещения элемента отсчетного или регистрирующего устройства, а также зубчатые передачи самописцев, часовых механизмов и других устройств, у которых на входе установлены заводные пружины (барабаны). В этих передачах на выходных валах в связи с сильно увеличенными частотами вращения по сравнению с барабаном действуют очень малые моменты вращения, часто соизмеримые с моментами трения в опорах. Поэтому в таких передачах очень важным является уменьшение моментов трения в опорах, например посредством значительного уменьшения диаметров цапф валиков.

По назначению различают *отсчетные (кинематические), скоростные и силовые* передачи. Основные требования: к отсчетным передачам — высокая точность преобразования угла поворота от ведущего вала к ведомому, к скоростным передачам — плавность

работы, к силовым передачам — хорошее прилегание зубьев по боковым поверхностям в целях уменьшения контактных давлений и повышения их износостойкости.

Основные понятия, определения и зависимости. Общее передаточное отношение i_o — это отношение угловых скоростей или частот вращения входного и выходного валов, т. е. $i_o = \omega_{вх}/\omega_{вых} = n_{вх}/n_{вых}$. Иногда при подсчете общего передаточного отношения, например в планетарных передачах, необходимо учитывать направление вращения выходного вала. Условимся для этого перед числовым значением i_o ставить знак «+», если направление вращения выходного вала такое же, как и у входного, и знак «—» — при разных направлениях вращения. Внутреннее зацепление двух колес (рис. 16.2, *в*) не изменяет направления вращения, внешнее

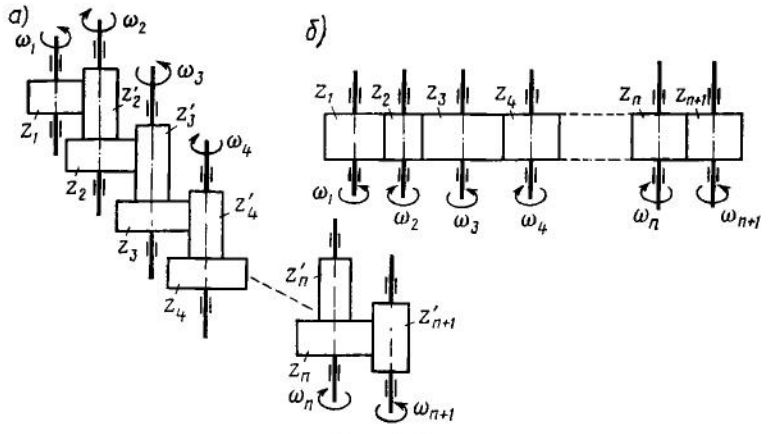


Рис. 16.3

зацепление двух колес (рис. 16.1, *а*) изменяет направление вращения. С учетом этого можно написать следующее выражение для общего передаточного отношения i_o многоступенчатой зубчатой передачи:

$$i_o = (-1)^k \omega_{вх}/\omega_{вых},$$

где k — число внешних зацеплений в зубчатой передаче.

Определим зависимость общего передаточного отношения многоступенчатой зубчатой передачи от передаточных отношений отдельных ее ступеней $1...n$. Для многоступенчатой передачи (рис. 16.3, *а*) передаточные отношения ее ступеней $i_{12} = \omega_1/\omega_2$; $i_{23} = \omega_2/\omega_3$; ...; $i_{n,n+1} = \omega_n/\omega_{n+1}$, их произведение $i_{12}i_{23}...$ $...i_{n,n+1} = \omega_1/\omega_{n+1}$, или $i_o = \prod_{m=1}^{n} i_m$, где n — число ступеней. С учетом направления вращения выходного вала относительно входного $i_o = (-1)^k \prod_{m=1}^{n} i_m$.

Общее передаточное отношение многоступенчатой передачи в зависимости от чисел зубьев колес (рис. 16.3, *а*) имеет вид

$$i_o = (-1)^k z_2' z_3' z_4' \ldots z_{n+1}'/(z_1 z_2 \ldots z_n).$$

Из этого выражения следует, что общее передаточное отношение многоступенчатой зубчатой передачи зависит от числа зубьев каждого колеса. Иное положение имеет место в рядной передаче.

Определим общее передаточное отношение рядной передачи (рис. 16.3, *б*) в зависимости от передаточных отношений отдельных ее ступеней $1...n$: $i_{12} = \omega_1/\omega_2$; $i_{23} = \omega_2/\omega_3$; ...; $i_{n,n+1} = \omega_n/\omega_{n+1}$, их произведение $i_{12}i_{23}i_{34} \ldots i_{n,n+1} = \omega_1/\omega_{n+1}$, или в более общем виде и с учетом направления вращения выходного вала $i_o = (-1)^k \prod_{m=1}^{n} i_m$.

Определим зависимость общего передаточного отношения от чисел зубьев колес. Передаточные отношения отдельных ступеней передачи $i_{12} = z_2/z_1$; $i_{23} = z_3/z_2$; ...; $i_{n,n+1} = z_{n+1}/z_n$.

Общее передаточное отношение

$$i_o = (-1)^k \prod_{m=1}^{n} i_m = (-1)^k z_{n+1}/z_1.$$

Отсюда следует, что в рядной передаче общее (номинальное) передаточное отношение зависит только от чисел зубьев первого и последнего колес и не зависит от чисел зубьев промежуточных колес. В связи с этим промежуточные колеса рядной передачи называют паразитными. Однако в реальной передаче погрешность общего передаточного отношения зависит от погрешностей всех колес передачи.

Рядные передачи применяют: для сокращения габаритов, например при относительно большом заданном расстоянии a между валами *I* и *II* (рис. 16.4, *а*), в случае применения в передаче двух колес *B* и *C* (даже при небольшом передаточном отношении) габариты механизма определяют площадью $A_1 = l_1 l_2$, применяя рядную передачу, состоящую, например, из колес *1*, *2*, *3* и *4*, габариты передачи, определяемые площадью $A_2 = l_3 l_4$, значительно уменьшаются; для сохранения направления вращения выходного вала (рис. 16.4, *б*) таким же, как и у входного вала; для осуществления передачи с одного вала на другой вокруг мешающего уступа *B* или детали (рис. 16.4, *в*).

Моменты сил, действующие в многоступенчатой передаче. Наряду с передаточным отношением угловых скоростей колес следует рассматривать передаточное отношение моментов вращения i_M, равное отношению момента вращения на входном валу к моменту вращения на выходном валу: $i_M = M_{вх}/M_{вых}$. При определении моментов вращения на каждом из валов необходимо учитывать потери на трение, уменьшающие полезные передаваемые моменты. Одной из задач проектирования при расчете передач является определение момента на входном валу по известному моменту нагрузки

на выходном валу с учетом потерь на трение. По моменту сил на входном валу с учетом его частоты вращения можно подобрать двигатель. Рассмотрим для примера передачу, показанную на рис. 16.5. Принимаем вращение колес равномерным. Известны момент M_4 нагрузки на выходном валу и угловые скорости валов ω_1, ω_2, ω_3, ω_4, следовательно, известны передаточные отношения отдельных ступеней передачи i_{12}, i_{23} и i_{34} и общее передаточное отношение i_o. Потери в опорах и зацеплениях оценим коэффициентами полезного действия. Примем следующие обозначения:

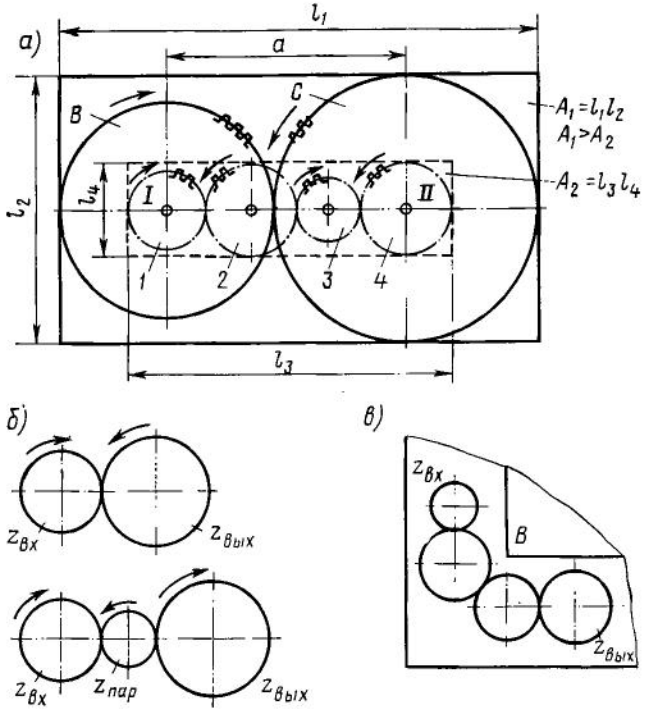


Рис. 16.4

η_{12} — к. п. д. при передаче энергии с вала *1* на вал *2*. Примем, что η_{12} учитывает потери в опорах вала *1* и потери в зубчатом зацеплении червяка и червячного колеса; η_{23} — к. п. д., учитывающий потери при передаче энергии с вала *2* на вал *3*; η_{34} — к. п. д., учитывающий потери при передаче энергии с вала *3* на вал *4*. С учетом сказанного можно написать: $M_1\omega_1\eta_{12} = M_2\omega_2$; $M_2\omega_2\eta_{23} = M_3\omega_3$; $M_3\omega_3\eta_{34} = M_4\omega_4$ или $\eta_{12} = M_2\omega_2/(M_1\omega_1) = M_2/(M_1i_{12})$; $\eta_{23} = M_3\omega_3/(M_2\omega_2) = M_3/(M_2i_{23})$; $\eta_{34} = M_4\omega_4/(M_3\omega_3) = M_4/(M_3i_{34})$. Перемножаем левые и правые части полученных выражений:

$$\eta_{12}\eta_{23}\eta_{34} = M_2M_3M_4/(M_1M_2M_3i_{12}i_{23}i_{34}) = M_4/(M_1i_{12}i_{23}i_{34}).$$

Обозначив $\eta_o = \eta_{12}\eta_{23}\eta_{34}$ и учитывая, что $i_o = i_{12}i_{23}i_{34}$, получим $M_1 = M_4/(i_o\eta_o)$. Из этих формул следует, что чем больше ступеней в передаче, тем меньше η_o и тем больше потери и мощнее требуется двигатель для преодоления вредных сопротивлений.

Определение моментов сил при наличии угловых ускорений. В зубчатой передаче при изменении угловых скоростей колес, т. е. при появлении угловых ускорений, начинают действовать моменты инерции. Например, при пуске двигателя привода для преодоления моментов инерции, набирающих скорость зубчатых колес, требуется значительно больший момент вращения на валу двигателя по сравнению с моментом, необходимым для поддержания равномерного вращения колес. Момент на валу двигателя должен быть тем больше, чем меньше время разгона, т. е. чем больше

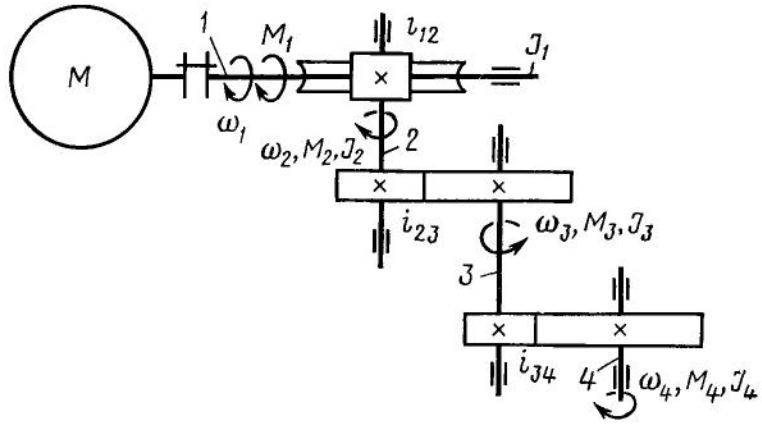


Рис. 16.5

ускорение. В связи с этим полный момент на валу двигателя $M_{дв} = M + M_{ин}$, где M — момент силы на валу, обеспечивающий равномерное вращение колес, т. е. момент, необходимый для преодоления трения в механизме; $M_{ин}$ — момент силы, необходимый для преодоления моментов инерции зубчатых колес, например при разгоне. Для тела, вращающегося с угловым ускорением ε, инерционный момент

$$M_{ин} = J\varepsilon = J\,d\omega/(dt) = J\,d^2\varphi/(dt^2),$$

где $\varepsilon = d\omega/(dt) = d^2\varphi/(dt^2)$ — угловое ускорение; J — момент инерции тела относительно оси вращения.

В многоступенчатой передаче определение формул для расчета моментов сил производят в зависимости от условий задачи либо для входного вала, т. е. вала двигателя, либо для выходного вала, к которому приложена нагрузка. В связи с этим необходимо заменить действие моментов инерции всех валов и колес многоступенчатой передачи эквивалентным моментом инерции, приложенным к валу, по которому ведется расчет. Эта задача подобна задаче

по замене моментов вращения на отдельных валах передачи эквивалентным моментом вращения на валу двигателя. Момент инерции вала, эквивалентный действию моментов инерции на всех других валах передачи, называют *приведенным моментом инерции*. Определение приведенного момента инерции произведем из условия $E = \Sigma E_i$, где E — кинетическая энергия условного диска на рассчитываемом валу, равная сумме кинетических энергий всех валов передачи с установленными на них зубчатыми колесами. При условии приведения моментов инерции всех валов к валу *1* (рис. 16.5) получим $E = J_{пр}\omega_1^2/2 = J_1\omega_1^2/2 + J_2\omega_2^2/2 + J_3\omega_3^2/2 + J_4\omega_4^2/2$. Отсюда следует

$$J_{пр} = J_1 + J_2/i_{12}^2 + J_3/i_{13}^2 + J_4/i_{14}^2, \qquad (16.1)$$

где $i_{12} = \omega_1/\omega_2$, $i_{13} = \omega_1/\omega_3$, $i_{14} = \omega_1/\omega_4$.

Анализируя полученную формулу, можно сделать следующие выводы. Для редукторов, т. е. передач с последовательным уменьшением угловых скоростей, передаточные отношения i_{12}, i_{13}, i_{14} больше единицы. Поэтому $1/i_{12}^2 < 1$; $1/i_{13}^2 < 1$; $1/i_{14}^2 < 1$ и $1/i_{12}^2 > 1/i_{13}^2 > 1/i_{14}^2$. Отсюда следует, что основную часть приведенного момента инерции составляют первые члены выражения (16.1). Иначе говоря, время разгона передачи в основном зависит от моментов инерции зубчатых колес первых двух-трех валов редуктора. Чтобы время разгона было минимальным, моменты инерции этих валов должны быть наименьшими, т. е. должны быть малыми диаметры установленных на них колес.

В мультипликаторах, т. е. в передачах, работающих на ускорение вращения, передаточные отношения, входящие в выражение (16.1), меньше 1, откуда $1/i_{12}^2 > 1$; $1/i_{13}^2 > 1$, $1/i_{14}^2 > 1$ и $1/i_{14}^2 > 1/i_{13}^2 > 1/i_{12}^2$. Поэтому значение приведенного момента инерции в основном определяется моментами инерции колес последних (от вала двигателя) ступеней. Для обеспечения быстродействия в таких передачах необходимо моменты инерции валов по мере их удаления от входного вала уменьшать. Примером могут служить весьма тонкие быстро вращающиеся зубчатые колеса часовых механизмов, момент инерции которых значительно меньше момента инерции кажущегося неподвижным барабана. Определив, например, приведенный момент зубчатой передачи на входном валу, можно подсчитать инерционный момент: $M_{ин} = J_{пр}\varepsilon = J_{пр}\mathrm{d}\omega/\mathrm{d}t$. Угловое ускорение определяем, исходя из необходимого времени разгона механизма.

§ 16.2. Проектировочные расчеты редукторов

Определение общего передаточного отношения редукторов. Передаточное отношение редуктора в общем случае $i_о = n_д/n_р$, где $n_д$ — частота вращения вала двигателя, выбранного по мощности, передаваемой с выходного вала редуктора к исполнительному устройству с учетом потерь энергии на трение в подшипниках и зубчатых зацеплениях редуктора; $n_р$ — частота вращения выходного вала редуктора, равная частоте вращения входного вала исполнительного устройства. Для редукторов следящих приводов и электронных вычислительных машин передаточное отношение может быть найдено из условия получения максимального быстродействия. Рассмотрим период разгона двигателя, к которому подключен редуктор с исполнительным устройством. В данном случае удобно рассматривать быстродействие выходного вала редуктора. Поэтому приведем к этому валу статические и инерционные моменты (рис. 16.6). Исходным является уравнение

$$M_д i_о = M_р + M_{ин}, \qquad (16.2)$$

где $M_д i_о$ — момент двигателя, приведенный к выходному валу редуктора; $i_о$ — передаточное отношение редуктора; $\omega_д$ — угловая скорость вала двигателя; $\omega_р$ — требуемая угловая скорость входного вала нагрузки (равна угловой скорости выходного вала редуктора); $M_р$ — статический момент, который должен быть получен на выходном валу редуктора; $M_{ин}$ — инерционный момент на выходном валу редуктора;

$$M_{ин} = (J_{д.пр} + J_р)\,\mathrm{d}\omega_р/(\mathrm{d}t), \qquad (16.3)$$

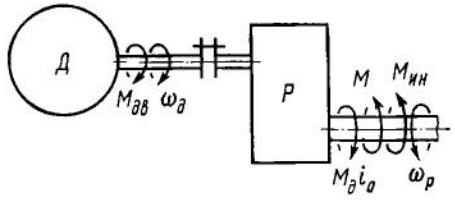


Рис. 16.6

где $J_р$ — приведенные к выходному валу редуктора моменты инерции его колес и вращающихся деталей нагрузки; $J_{д.пр}$ — приведенный к выходному валу редуктора момент инерции ротора двигателя и муфты. Его значение можно получить из равенства кинетической энергии вала двигателя и условной массы на валу редуктора с моментом инерции $J_{д.пр}$:

$$J_д\omega_д^2/2 = J_{д.пр}\omega_р^2/2 \text{ и } J_{д.пр} = J_д\omega_д^2/\omega_р^2 = J_д i_о^2.$$

Подставляем в выражение (16.2) значение $M_{ин}$ из формулы (16.3):

$$M_д i_о = (J_{д.пр} + J_р)\,\mathrm{d}\omega_р/(\mathrm{d}t) + M_р.$$

Отсюда

$$\mathrm{d}\omega_р/(\mathrm{d}t) = (M_д i_о - M_р)/(J_{д.пр} + J_р) = (M_д i_о - M_р)/(J_д i_о^2 + J_р).$$

Из полученного выражения определяем $i_о$, при котором время разгона рабочей оси минимально. Этому условию соответствует максимальное значение $\mathrm{d}\omega_р/(\mathrm{d}t)$:

$$\mathrm{d}[\mathrm{d}\omega_р/(\mathrm{d}t)]/(\mathrm{d}i_о) = [M_д(J_д i_о^2 + J_р) - 2i_о J_д(M_д i_о M_р)]/(J_д i_о^2 + J_р)^2 = 0,$$

отсюда следует

$$M_д J_д i_о^2 + M_д J_р - 2M_д J_д i_о^2 + M_р 2J_д i_о = 0,$$
$$-M_д J_д i_о^2 + 2M_р J_д i_о + M_д J_р = 0 \text{ и}$$
$$i_о^2 - 2M_р i_о/M_д - J_р/J_д = 0.$$

Решая относительно i_o, получаем $i_o = M_р/M_д \pm \sqrt{(M_р/(M_д)^2 + J_р/J_д)}$. В период разгона момент $M_д$ на двигателе, необходимый для преодоления помимо статического момента больших инерционных моментов, значительно больше статического момента нагрузки, т. е. $M_д \gg M_р$. Поэтому для периода разгона можно в формуле для i_o пренебречь отношением $M_р/M_д$, тогда $i_o \cong \sqrt{J_р/J_д}$. Эту формулу можно использовать для проверки соответствия выбранного двигателя ($J_д$) и редуктора с нагрузкой ($J_р$) требованиям быстродействия.

Определение числа ступеней редуктора и распределение общего передаточного отношения по ступеням. *Силовые редукторы общего назначения.* Для силовых передач масса и габариты редуктора зависят от того, как распределено общее передаточное отношение по ступеням передачи. Установленные практикой ориентировочные рекомендации по распределению передаточных отношений показаны на (рис. 16.7). Графики разработаны из условия получения минимальной массы зубчатых колес при одинаковых или близких по значению допускаемых напряжениях в материалах зубчатых колес во всех ступенях передачи [16]. В табл. 16.1 приведены рекомендуемые практикой передаточные отношения i_o для различных чисел ступеней и видов зубчатых колес:

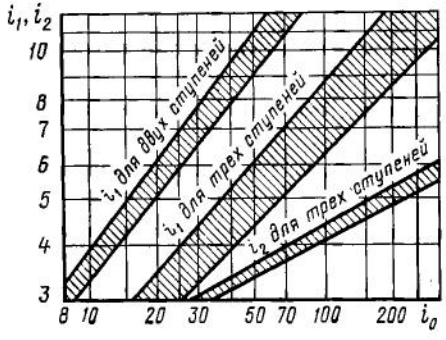


Рис. 16.7

Одноступенчатые цилиндрические . . .	$i < 8$
Одноступенчатые конические	$i < 4$
Двухступенчатые цилиндрические . . .	$i_o < 45...60$
Трехступенчатые цилиндрические . . .	$i_o < 200...300$
Многоступенчатые	$i_o = i_1 i_2 i_3$

При проектировании силовых передач общего назначения необходимо руководствоваться ГОСТ 2185—66, устанавливающим числовые значения межосевых расстояний (например, 40; 50; 63; 80; 100; мм), номинальных передаточных отношений и коэффициентов ширины зубчатых колес $\psi = b/a$, где b — ширина зубчатого колеса, a — межосевое расстояние; ψ — 0,100; 0,125; 0,160; 0,200 и др. В приложении к стандарту даны рекомендуемые сочетания межосевых расстояний с общими номинальными передаточными числами для двух- и трехступенчатых несоосных редукторов общего назначения.

Приборные редукторы. В редукторах приборных устройств определение числа ступеней и распределение общего передаточного отношения по ступеням зависят от эксплуатационных требований.

Это минимизация массы, приведенного момента инерции на входном валу и погрешностей передачи угла вращения. Решение этой задачи в общем виде весьма сложно. Обычно ее решают в упрощенном виде. Рассмотрим один из методов [62] решения задачи для обеспечения изложенных выше требований.

Определение числа ступеней передачи и распределение общего передаточного отношения по ступеням из условия получения минимальных габаритов редуктора рассмотрим на частном случае (рис. 16.8, *а*). Полученные выводы можно распространить на более общий случай.

Исходные допущения: принимаем модули всех зубчатых колес редуктора одинаковыми, т. е. $m_1 = m_2 = ... = m_{2n} = m$. В этом случае модуль может быть определен из условия прочности колес,

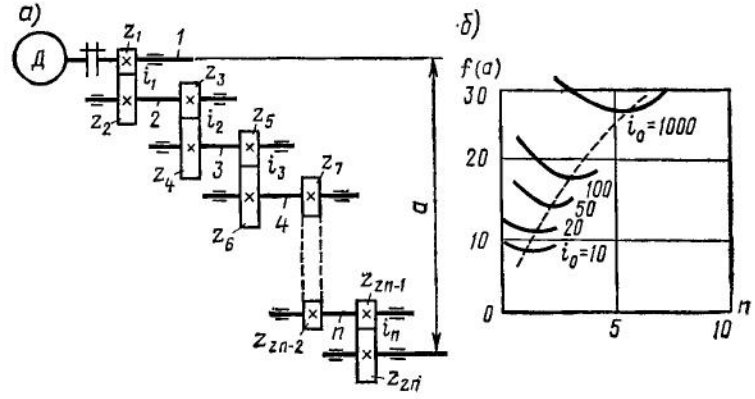


Рис. 16.8

имеющих наименьшую частоту вращения; принимаем, что ведущие колеса в каждой ступени имеют одинаковое число зубьев, т. е. $z_1 = z_3 = z_5 = ... = z_{2n-1} = z_1$; принимаем, что оси всех колес ступеней расположены в одной плоскости, как это показано на рис. 16.8, *а*. Найденные для этого случая габариты передачи минимальны и для другого расположения осей. Межосевое расстояние, определяющее габариты, $a = m(z_1 + z_2 + z_3 + ... + z_{2n-1} + z_{2n})/2$. Так как $z_2 = z_1 i_1$, $z_4 = z_3 i_2$, $z_6 = z_5 i_3$, ..., $z_{2n} = z_{2n-1} i_n$ и учитывая, что $z_1 = z_3 = ... = z_{2n-1}$, и в соответствии с этим обозначая все числа зубьев малых колес z_1, получаем $a = m[z_1 n + z_1 (i_1 + i_2 + ... + i_n)]/2$, или

$$f(a) = 2a/(z_1 m) = n + i_1 + i_2 + ... + i_n. \qquad (16.4)$$

Введем в это выражение значение $i_n = i_o/(i_1 i_2 ... i_{n-1})$, полученное из общей формулы для $i_o = \prod_{i=1}^{n} i_i$, тогда

$$f(a) = n + i_1 + i_2 + ... + i_{n-1} + i_o/(i_1 i_2 ... i_{n-1}). \qquad (16.5)$$

Определяем минимум функции $f(a)$ (минимальные габариты) в зависимости от i_{n-1}. Для этого дифференцируем выражение (16.5) по i_{n-1}: $\partial f(a)/\partial i_{n-1} = 1 - i_0/(i_1 i_2 \dots i_{n-2} i_{n-1}^2)$.

Учитываем, что $i_0 = i_1 i_2 \dots i_{n-2} i_{n-1} i_n$, тогда

$$\partial f(a)/\partial i_{n-1} = 1 - i_n/i_{n-1} = 0 \text{ и } i_{n-1} = i_n.$$

Полученное равенство позволяет сделать следующий вывод: габариты редуктора, определяемые его межосевым расстоянием, минимальны при равенстве передаточных отношений его ступеней, т. е. $i_1 = i_2 = \dots = i_{n-1} = i_n$. Отсюда следует, что $i_1^n = i_0$ и

$$i_1 = \sqrt[n]{i_0}. \qquad (16.6)$$

Учитывая, что $i_1 = i_2 = \dots = i_n$, и принимая во внимание формулу (16.6), выражение (16.4) можно преобразовать к виду

$$f(a) = n + n i_1 = n\left(1 + \sqrt[n]{i_0}\right). \qquad (16.7)$$

Теперь можно найти число ступеней n, при котором $f(a)$ минимально. Зависимость (16.7) можно представить в виде ряда кривых,

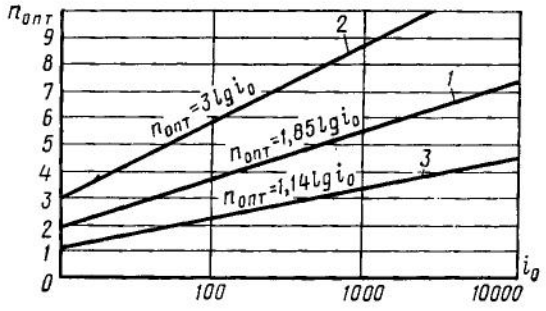


Рис. 16.9

построив их по точкам для различных значений i_0 и n. Эти кривые показаны на рис. 16.8, *б*. Как видно из графика, для каждого значения i_0 имеется оптимальное число ступеней n, для которого функция $f(a)$ имеет экстремум, соответствующий минимальным габаритам передачи. Исходя из этого графика получена зависимость (16.8) оптимального числа ступеней от общего передаточного отношения

$$n_{опт} = 1{,}85 \lg i_0. \qquad (16.8)$$

Зависимость $n_{опт}$ от $\lg i_0$ линейная, она представлена на рис. 16.9 прямой *1*. Для рассматриваемого случая определяем числовое значение передаточного отношения каждой ступени. Для этого логарифмируем выражение (16.6): $\lg i_1 = \lg i_0/n$ и $n = \lg i_0/\lg i_1$.

Учитываем выражение (16.8), тогда $1{,}85 \lg i_0 = \lg i_0/\lg i_1$, отсюда $\lg i = 1/1{,}85 \simeq 0{,}54$, $i_1 = 3{,}33 \simeq 3{,}5$ и $i_1 = i_2 = \dots = i_n = 3{,}5$.

Определение числа ступеней и распределение общего передаточного отношения по ступеням из условия получения минимальной

массы передачи рассматриваем для редуктора с минимальными габаритами. В связи с этим в качестве исходных принимаем следующие условия: $i_1 = i_2 = \dots = i_n = \sqrt[n]{i_0}$ и $z_1 = z_3 = \dots = z_{2n-1}$. Отсюда следует, что $z_2 = z_4 = \dots = z_{2n}$. Таким образом, ведущее и ведомое колесо по всем ступеням передачи одинаковы. Учитывая только массу самих колес и пренебрегая массой валиков, можно написать $m = n\pi r_1^2 b_1 \rho + n\pi r_2^2 b_2 \rho = n\pi\rho (r_1^2 b_1 + r_2^2 b_2)$, где m — масса всех колес редуктора; r_1, r_2 — радиусы колес; b_1, b_2 — ширины колес; ρ — плотность материалов колес; n — число ступеней передачи. Принимая $b_1 = b_2 = b$, получаем $m = n\pi\rho r_1^2 b (1 + i_1^2)$.

Учитываем, что $i_1 = \sqrt[n]{i_0}$, и вводим для упрощения функцию $f(m) = m/(\pi r_1^2 b \rho) = n(1 + \sqrt[n]{i_0^2})$. Задаваясь рядом значений i_0, можно для каждого из них построить по точкам зависимость функции $f(m)$ от n, подобную зависимости $f(a)$ (см. рис. 16.8, *б*). Из графиков определяют оптимальные значения $f(m)$ для каждого i_0, как показано выше для $f(a)$. В результате получаем зависимость

$$n_{опт} = 3 \lg i_0. \qquad (16.9)$$

Эта зависимость представлена на рис. 16.9 прямой *2*. Учитывая выражение (16.6), находим $\lg i_1 = \lg i_0/n = \lg i_0/(3 \lg i_0) = 0{,}333$. Отсюда следует, что $i_1 = i_2 = \dots = i_n = 2{,}16$.

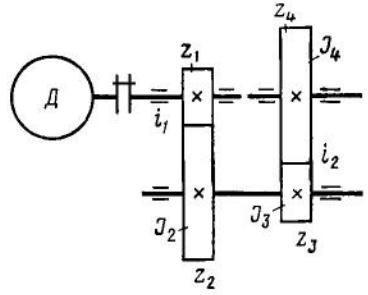


Рис. 16.10

Определение оптимального числа ступеней редуктора и распределение i_0 по ступеням из условия получения минимального значения приведенного к входному валу момента инерции колес редуктора необходимо, когда требуется получить минимальное время разгона редуктора, например в приводах следящих устройств. При условии минимизации габаритов, т. е. $i_1 = i_2 = \dots = i_n$ и $i_1 = \sqrt[n]{i_0}$, по рассмотренной выше методике (минимизация габаритов редуктора) определена зависимость (16.9) оптимального числа ступеней редуктора, т. е. та же зависимость, что и при минимизации массы редуктора. Соответствующие линии *2* на рис. 16.9 совпадают. Распределение i_0 по ступеням в общем случае является сложной задачей. Поэтому рассмотрим ее решение для частного случая на примере двухступенчатого редуктора (рис. 16.10). При известном i_0 требуется определить i_1 и i_2, чтобы приведенный к входному валу момент инерции был минимальным. Приведенный к входному валу момент инерции колес редуктора $J_{р.пр} = J_1 + J_2 (\omega_2/\omega_1)^2 + J_3 (\omega_3/\omega_1)^2 + J_4 (\omega_4/\omega_1)^2$; заменяем отношение угловых скоростей передаточными отношениями:

$$J_{р.пр} = J_1 + J_2/i_1^2 + J_3/i_1^2 + J_4/i_0^2, \qquad (16.10)$$

где $i_1 = \omega_1/\omega_2$; $i_2 = \omega_1/\omega_2$, так как $\omega_2 = \omega_3$; $i_0 = \omega_1/\omega_4$.

Напишем выражения моментов инерции колес, рассматривая колеса как цилиндры. При этом примем, что ведущие малые колеса одинаковы, т. е. $r_1 = r_3$, и все колеса имеют одинаковые ширину b и массу m (ρ):

$$J_1 = J_3 = mr_1^2/2 = \pi b\rho r_1^4/2;\ J_2 = \pi b\rho r_2^4/2;\ J_4 = \pi b\rho r_4^4/2.$$

Подставим полученные значения в выражение (16.10):

$$J_{\text{р. пр}} = \pi b\rho r_1^4/2 + \pi b\rho r_2^4/(2i_1^2) + \pi b\rho r_1^4/(2i_1^2) + \pi b\rho r_4^4/(2i_0^2), \text{ или}$$

$$J_{\text{р. пр}} = \pi b\rho r_1^4[1+(r_2/r_1)^4/i_1^2 + 1/i_1^2 + (r_4/r_1)^4/i_0^2]/2.$$

В полученном выражении произведем замены: $r_2/r_1 = i_1$; $(r_2/r_1)^4 = i_1^4$ или $(r_4/r_1)^4 = i_0^4/i_1^4$, что следует из преобразования $r_4/r_1 = i_2$, так как $r_1 = r_3$. Отсюда $i_2 = i_0/i_1$ и $i_2^4 = i_0^4/i_1^4$. Отсюда получаем

$$J_{\text{р. пр}} = \pi b\rho r_1^4[1 + i_1^4/i_1^2 + 1/i_1^2 + i_0^4/(i_0^2 i_1^4)]/2$$

и

$$J_{\text{р. пр}} = \pi b\rho r_1^4 (1 + i_1^2 + 1/i_1^2 + i_0^2/i_1^4)/2.$$

Найдем экстремальное значение $J_{\text{р.пр}}$ в зависимости от i_1:

$$\mathrm{d}J_{\text{р. пр}}/\mathrm{d}i_1 = \pi b\rho r_1^4[2i_1 - 2i_1/i_1^4 - 4i_1^3 i_0^2/i_1^8]/2 = 0,$$

или $2i_1^9 - 2i_1^5 - 4i_1^3 i_0^2 = 0$.

Упрощаем полученное уравнение: $i_1^6 - i_1^2 - 2i_0^2 = 0$. В этом выражении можно пренебречь значением i_1^2 по сравнению с i_1^6, тогда $i_1 \cong \sqrt[6]{2i_0^2}$. Определив i_1, находим $i_2 = i_0/i_1$; i_1 оказывается значительно меньше по сравнению с i_2. Это можно показать на конкретном примере. Если $i_0 = 12$, то $i_1 = \sqrt[6]{2 \cdot 12^2} \cong 2{,}6$ и $i_2 = i_0/i_1 = 12/2{,}6 = 4{,}6$, т. е. $i_1 < i_2$.

Из рассмотренного можно сделать следующие общие выводы: в редукторах для получения минимального времени разгона первая и вторая ступени, являющиеся быстроходными, должны выполняться с малыми диаметрами колес, а следовательно, и малыми передаточными отношениями; тихоходные ступени можно выполнять с большими передаточными отношениями, так как они практически не влияют на время разгона редуктора; в мультипликаторах, работающих на ускорение вращения, колеса, расположенные последними от двигателя, должны иметь малые моменты инерции, так как они оказывают большое влияние на приведенный к входному валу момент инерции.

Определение оптимального числа ступеней передачи исходя из минимизации погрешности угла поворота выходного вала и распределение общего передаточного отношения по ступеням заключается в следующем. Погрешность в угле поворота выходного вала складывается с учетом передаточных отношений из погрешностей отдельных ступеней редуктора или мультипликатора; чем больше ступеней изменения передаточного отношения, тем больше суммарная погрешность. Погрешность передаваемого угла вращения тем меньше, чем меньше ступеней имеет передаточный механизм. Из соотношения $i_0 = i_1 i_2 i_3 \ldots i_n$ следует, что для получения минимального числа ступеней передаточное отношение каждой ступени i_i должно быть предельно большим. Для цилиндрических зубчатых колес наибольшее передаточное отношение для одной пары колес $i = 7{,}5$ (8) (см. с. 34). Сохраняя условие минимизации габаритов, можно написать $i_0 = i_1^n$, или $\lg i_0 = n \lg i_1$, отсюда

$$n = \lg i_0/\lg i_1 \text{ и } n_{\text{опт}} = \lg i_0/\lg 7{,}5 = 1{,}14 \lg i_0.$$

Полученная зависимость представлена на рис. 16.9 прямой *3*.

Влияние погрешностей угла поворота валов отдельных ступеней редуктора или мультипликатора на суммарную погрешность угла поворота выходного вала различно. Погрешности углов поворота валов зубчатых колес вызываются кинематическими погрешностями [55]. В случае реверсивных передач необходимо учитывать также погрешности от боковых зазоров между зубьями в каждой зубчатой паре *. Наибольшую кинематическую погрешность передачи подсчитывают по наибольшим кинематическим погрешностям зубчатых колес. При расчете выбирают допуски на наибольшие кинематические погрешности, соответствующие принятым для их изготовления степеням точности стандартов (СТ СЭВ 641—77, 642—77) в линейных единицах (микрометрах). Они представляют собой погрешности углов поворота зубчатых колес, выраженные длиной дуги делительной окружности. Поэтому допуск на кинематическую погрешность передачи, состоящей из двух колес,

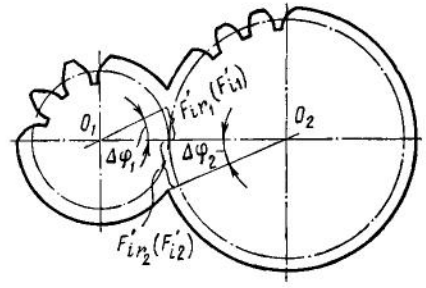


Рис. 16.11

$$F'_{io} = F'_{i1} + F'_{i2},$$

где F'_{io} — допуск наибольшей кинематической погрешности передачи, мкм; F'_{i1}, F'_{i2} — допуски наибольших кинематических погрешностей зубчатых колес передачи, мкм. Из приведенной формулы следует, что при повороте колеса *1* на угол φ_1 колесо *2* повернется на угол $\varphi_2 + \Delta\varphi_2$ (рис. 16.11). Погрешность

$$\Delta\varphi_2 = 6{,}88\,(F'_{i1} + F'_{i2})/(mz_2).$$

В многоступенчатой зубчатой передаче погрешность угла поворота $\Delta\varphi_n$ выходного вала, вызванная погрешностью $\Delta\varphi_i$ угла поворота i-го колеса,

$$\Delta\varphi_n = \Delta\varphi_i/i_{in}, \qquad (16.11)$$

* Для исключения влияния бокового зазора применяют зубчатые колеса с люфтовыбирающими устройствами [62].

где i_{in} — передаточное отношение между валом i-го колеса и выходным валом передачи.

Из этой формулы следует, что наибольшее влияние на точность вращения выходного вала оказывают конечные (тихоходные) ступени редуктора; угловые скорости валов этих ступеней связаны с угловой скоростью выходного вала относительно небольшими передаточными отношениями. Отсюда следует вывод: для снижения суммарной погрешности выходного вала редуктора необходимо уменьшать число ступеней; увеличивать передаточное отношение тихоходной ступени; повышать точность изготовления колес и монтажа тихоходной ступени.

В мультипликаторах, работающих на ускорение вращения, погрешности угла поворота входного и промежуточных валов, так же

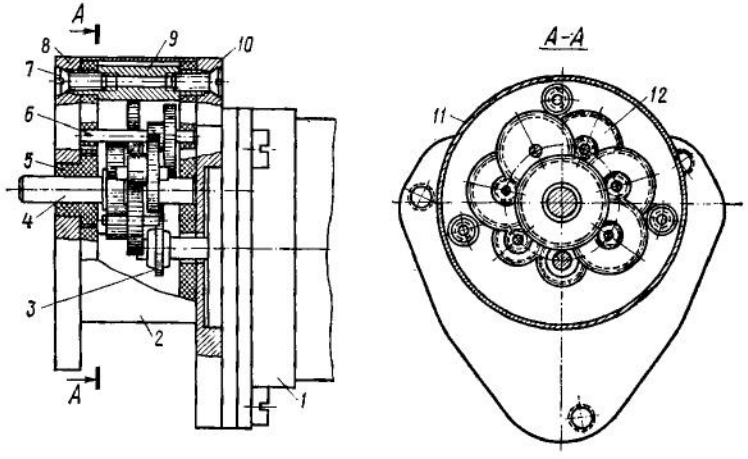


Рис. 16.12

как угловая скорость, увеличиваются в направлении передачи движения к выходному валу. Связь между погрешностью вращения выходного конечного вала и погрешностью угла поворота промежуточного вала выражается приведенной выше формулой (16.11). Но для мультипликаторов передаточные отношения между углами поворота выходного вала и промежуточными валами меньше 1, и тем меньше, чем дальше расположен вал от выходного вала. Общее передаточное отношение является наименьшим. Поэтому для передач, работающих на ускорение вращения, на точность вращения выходного вала наибольшее влияние оказывают погрешности тихоходных (начальных) ступеней мультипликатора, так как их погрешности сильно увеличиваются в направлении передачи движения. Поэтому в таких передачах тихоходные ступени должны иметь повышенную кинематическую точность по сравнению с быстроходными ступенями, примыкающими к выходному валу.

Пример конструкции привода, состоящего из электродвигателя *1* типа ДИД-1А и закрепленного на его фланце малогабаритного многоступенчатого редуктора *2*, приведен на рис. 16.12 [14]. В редукторе предусмотрено семь пар эвольвентных цилиндрических зубчатых колес для получения общего передаточного отношения $i_0 = 900$. Валики *6* выполнены в виде трибов * с напрессованными зубчатыми колесами *12* из бронзы или латуни. Они расположены по окружности, через центр которой проходит ось выходного вала *4* редуктора. Зубчатый механизм редуктора монтируется на двух платах *8* и *10*, закрепленных между собой посредством стоек *9* и винтов *7*. Цапфы валиков установлены в текстолитовых подшипниках. Передним подшипником качения выходного вала *4* служит текстолитовая втулка *5*. Входным валом редуктора служит валик двигателя, на котором посредством штифта закреплено зубчатое колесо *3*. Редуктор закрыт цилиндрическим кожухом *11*.

§ 16.3. Планетарные и дифференциальные передачи

Передачи, в которых колеса-сателлиты обкатываются по центральному колесу и имеют подвижные оси, закрепленные в так называемом водиле, называют планетарными или дифференциальными. В планетарных передачах имеется один входной вал и один выходной. Планетарные передачи являются редукторами и предназначены для преобразования угловой скорости с соответствующим изменением моментов сил. На рис. 16.13, *а* показана схема планетарной передачи с двумя сателлитами. Ведущим является центральное колесо *1*, от которого угловая скорость и вращающий момент передаются посредством сателлитов, обкатывающихся по неподвижному опорному зубчатому колесу *O* с внутренними зубьями, водилу *H*. Вал водила является выходным, к которому посредством муфты присоединяется вал нагрузки (объекта). В планетарных редукторах может быть три и четыре сателлита (рис. 16.13, *б*, *в*). Таким образом, через каждый сателлит передается уменьшенный вращающий момент. Помимо этого, в передаче вращающих моментов одновременно участвуют несколько участков зубчатого венца центрального колеса, соответствующих числу сателлитов. Поэтому в соответствующее число раз уменьшаются силы, передаваемые зубьями. Это позволяет применять зубчатые колеса с меньшими модулями и, следовательно, значительно сократить габариты передачи.

Определение передаточного отношения в планетарной передаче. Рассмотрим вывод формулы для передаточного отношения посредством плана скоростей и методом обращенного движения (метод Смирнова — Виллиса) [53].

Определение передаточного отношения посредством плана скоростей. Передаточное отношение от ведущего колеса *1* к водилу *H*

$$i_{1H} = \omega_1/\omega_H. \qquad (16.12)$$

Угловую скорость ω_H определяем из плана скоростей (рис. 16.13, *а*). Отложим вначале окружную скорость точки *A* ко-

* Трибом называется зубчатое колесо с небольшим числом зубьев (до 20), изготовленное за одно целое с валом.

леса *1*: $v_A = \omega_1 r_1$. Эту же скорость имеет одноименная точка колеса *2*. Скорость диаметрально противоположной точки колеса *2*, контактирующей с опорным неподвижным колесом *O*, равна нулю. Поэтому изменение скоростей точек колеса *2* происходит по прямой *PD*. Отсюда находим окружную скорость центра колеса *2*, равную скорости этой же точки водила. Обозначим ее v_B. Очевидно, что $v_B = v_A/2$. Выразим угловые скорости ω_1 и ω_H через окружные скорости и соответствующие радиусы:

$$\omega_1 = v_A/r_1;\ \omega_H = v_B/(r_1 + r_2) = v_A/[2(r_1 + r_2)].$$

Подставляем найденные значения ω_1 и ω_H в выражение (6.12):

$$i_{1H} = (v_A/r_1)/\{v_A/[2(r_1 + r_2)]\} = (r_1 + r_1 + 2r_2)/r_1.$$

Учитываем, что $r_0 = r_1 + 2r_2$, тогда $i_{1H} = (r_1 + r_0)/r_1 = 1 + r_0/r_1$.

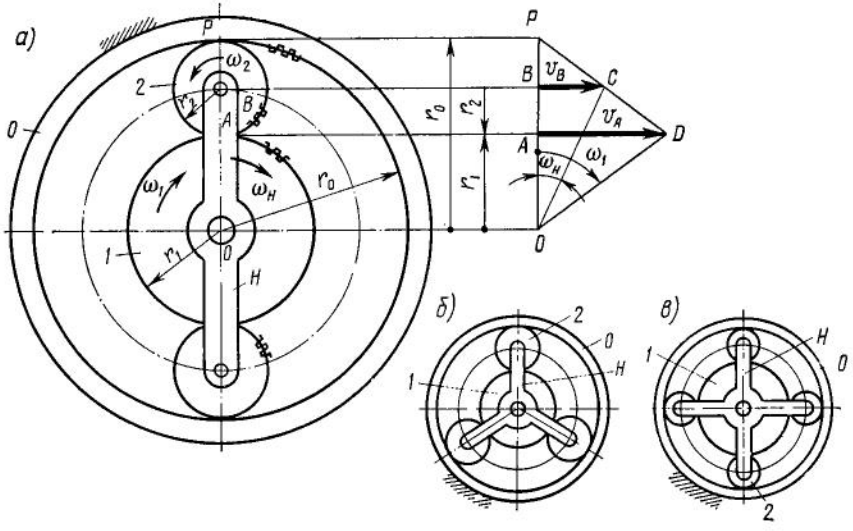


Рис. 16.13

Отношение r_0/r_1 можно рассматривать как передаточное отношение i_{10} от центрального колеса вращающемуся опорному колесу через паразитное колесо *2* при условно неподвижном водиле. При этом перед этим передаточным отношением необходимо ввести знак минус, учитывающий, что опорное и центральное колеса вращаются в противоположных направлениях. Учитывая это, получаем

$$i_{1H}^{(O)} = 1 - i_{10}^{(H)}. \qquad (16.13)$$

В скобках в выражении (16.13) указаны элементы передачи, которые принимаются неподвижными для соответствующего передаточного отношения: (O) — при неподвижном опорном колесе; (H) — при неподвижном водиле.

Определение передаточного отношения методом обращенного движения (теорема Смирнова — Виллиса). Чтобы рассматривать планетарную передачу (рис. 16.13, *а*) как обычную рядную, надо мысленно остановить водило и предоставить возможность вращаться опорному колесу. Для этого всем колесам и водилу сообщаем скорость — ω_H. Начальные скорости и их изменения на — ω_H представлены в табл. 16.1.

Таблица 16.1

Подвижный элемент	Угловые скорости	
	при неподвижном опорном колесе	при неподвижном водиле
Ведущее колесо *1*	ω_1	$\omega_1 - \omega_H$
Опорное колесо *O*	0	$-\omega_H$
Водило	ω_H	0
Сателлит *2*	ω_2	$\omega_2 - \omega_H$

По данным таблицы можно написать выражение для передаточного отношения $i_{10}^{(H)}$ от центрального колеса к опорному:

$$i_{10}^{(H)} = (\omega_1 - \omega_H)/-\omega_H = 1 - \omega_1/\omega_H. \qquad (16.14)$$

В этом выражении ω_1/ω_H — искомое передаточное отношение $i_{1H}^{(O)}$ от ведущего центрального колеса к водилу при остановленном опорном колесе. Учитывая это, получаем выведенную выше формулу (16.13): $i_{1H}^{(O)} = 1 - i_{10}^{(H)}$. Для правильной работы планетарной передачи необходимо обеспечить соосность входного и выходного валов. Для передачи на рис. 16.13, *а* условие соосности $r_0 = r_1 + 2r_2$, или, учитывая, что $r_1 = mz_1/2$; $r_2 = mz_2/2$ и $r_0 = mz_0/2$, получаем $z_0 = z_1 + 2z_2$. При расчете чисел зубьев колес планетарной передачи необходимо учитывать условие соосности, используемое как уравнение, связывающее между собой числа зубьев колес передачи.

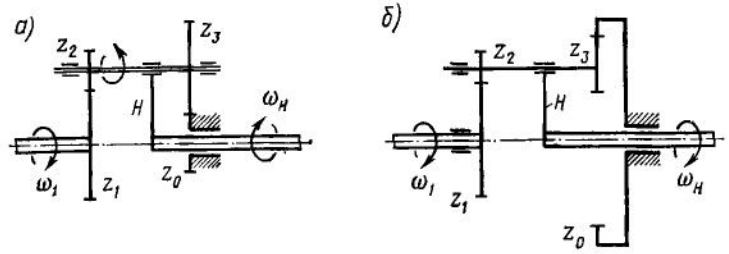


Рис. 16.14

Рассмотрим примеры определения передаточных отношений планетарных редукторов [36].

Для редуктора, принципиальная схема которого дана на рис. 16.14, *а*, $i_{1H}^{(O)} = 1 - i_{10}^{(H)} = 1 - z_2 z_0/(z_1 z_3)$. Условие соосности:

$r_1 + r_2 = r_3 + r_0$ и $mz_1/2 + mz_2/2 = mz_3/2 + mz_0/2$; $z_1 + z_2 = z_3 + z_0$.

Для редуктора на рис. 16.14, *б* $i_{1H} = 1 - [-z_2z_0/(z_1z_3)] = 1 + z_2z_0/(z_1z_3)$. Знаком минус, поставленным внутри скобок, учитываем противоположные направления вращения центрального z_1 и опорного z_0 колес. Условие соосности: $r_1 + r_2 = r_0 - r_3$ или $mz_1/2 + mz_2/2 = mz_0/2 - mz_3/2$ и $z_1 + z_2 = z_0 - z_3$.

Распределение сил в планетарной передаче показано на примере передачи с тремя сателлитами (рис. 16.15). Окружная сила, передаваемая центральным колесом *1* на каждый сателлит *2*,

$$F_{12} = F_{21} = F_{02} = F_{20} = M_1/(3r_1);\ F_{H2} = F_{2H} = 2M_1/(3r_1).$$

Поэтому расчет на прочность зубьев центрального колеса, сателлитов и опорного колеса *О* ведем по окружной силе, уменьшенной во столько раз, сколько сателлитов имеет передача. Отсюда модули, а следовательно, и габариты передачи соответственно меньше.

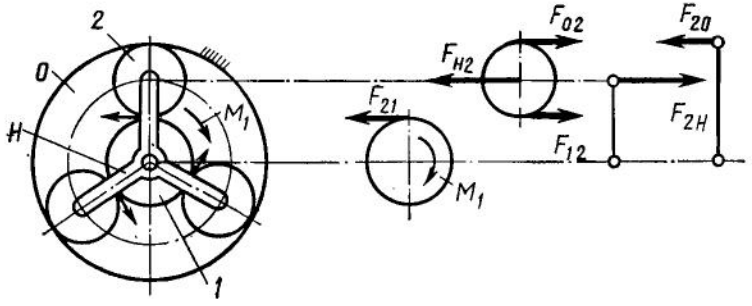


Рис. 16.15

На рис. 16.16 представлена конструкция привода, состоящего из электродвигателя и одноступенчатого планетарного редуктора, смонтированных в одном общем корпусе [25]. Вращение от вала *1* электродвигателя посредством муфты *2* передается центральной шестерне *3*, а от нее трем сателлитам *4*, находящимся в зацеплении с неподвижным опорным зубчатым колесом *9*. Оси *7* сателлитов установлены в шарикоподшипниках, закрепленных в водиле *8*. Качение сателлитов по опорному колесу преобразуется во вращение водила, неподвижно соединенного посредством штифта *6* с выходным валом *5* привода.

Значительные передаточные отношения (до ~1000) можно получить, применяя двухступенчатые планетарные редукторы. На рис. 16.17 дана конструкция привода, в котором последовательно соединены в одну конструкцию два одинаковых планетарных редуктора [25]. На валу *2* двигателя *1* закреплено центральное зубчатое колесо *3*, сцепленное с сателлитами *4*, находящимися в зацеплении с неподвижным опорным зубчатым колесом *5*. Оси сателлитов установлены в шарикоподшипниках водила *6*, вал *7* которого является выходным для первой ступени. Ведущим звеном второй сту-

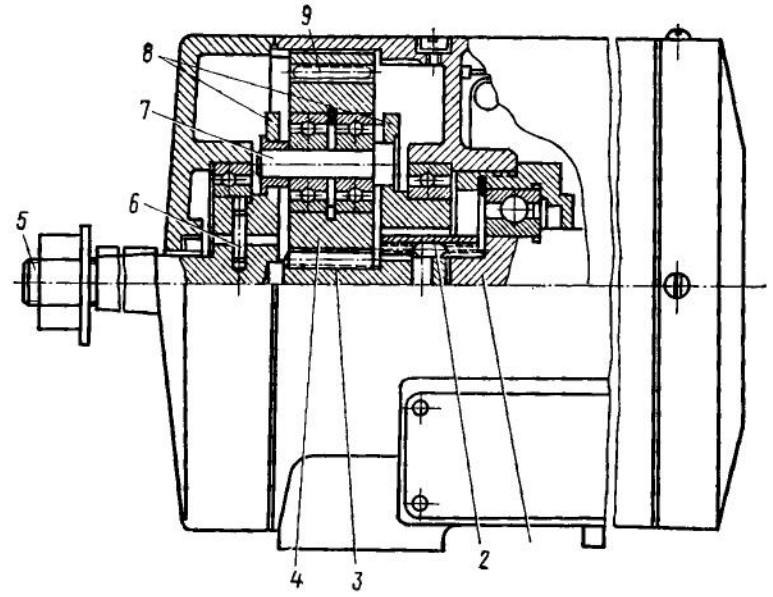


Рис. 16.16

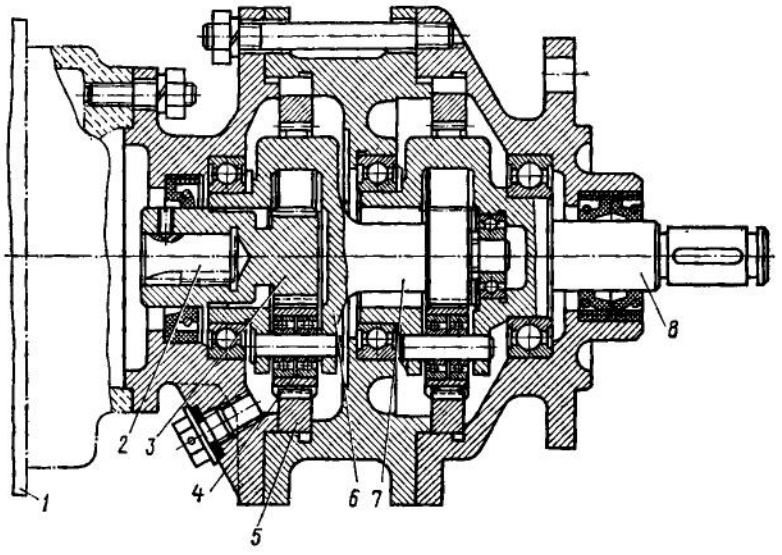


Рис. 16.17

пени является шестерня на конце вала 7, а выходным — вал 8. Общее передаточное отношение редуктора $i_o = i_1^3$, где i_1 — передаточное отношение одной ступени.

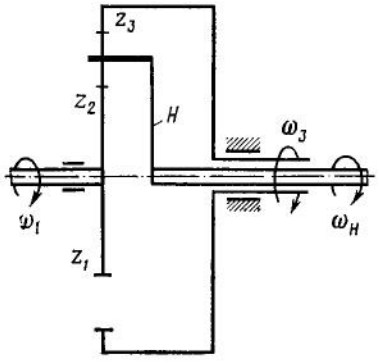


Рис. 16.18

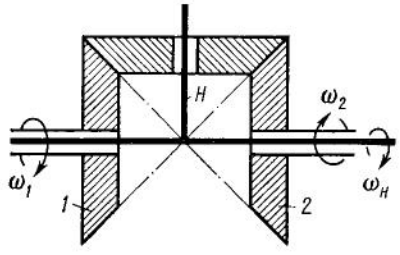


Рис. 16.19

Дифференциальные механизмы. Дифференциальные механизмы имеют два входных вала и один выходной. На выходном валу можно получить либо сумму, либо разность угловых скоростей, подведенных к входным валам. На рис. 16.18 представлена схема дифференциального механизма с цилиндрическими зубчатыми колесами, а на рис. 16.19 — с коническими.

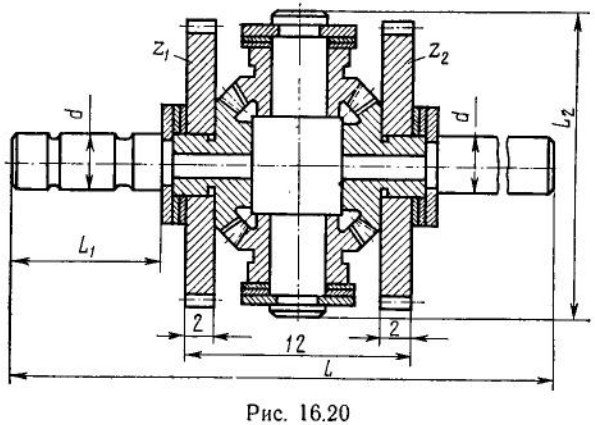


Рис. 16.20

Для дифференциального механизма на рис. 16.18

$$i_{13}^{(H)} = (\omega_1 - \omega_H)/(\omega_3 - \omega_H) = -z_2 z_3/(z_1 z_2) = -z_3/z_1,$$

отсюда $(\omega_1 - \omega_H) z_1 = -(\omega_3 - \omega_H) z_3$ и $\omega_H = (\omega_1 z_1 + \omega_3 z_3)/(z_1 + z_3)$. Уравнение, связывающее числа зубьев колес, получаем из условия соосности, т. е. $r_1 + r_2 = r_3 - r_2$ или $mz_1/2 + mz_2/2 = mz_3/2 - mz_2/2$ и $z_1 + 2z_2 = z_3$.

Определим связь между угловыми скоростями валов конического дифференциального механизма, показанного на рис. 16.19. Для этого применим метод обращенного движения, добавляя ко всем колесам угловую скорость — ω_H, т. е. условно останавливая водило и учитывая, что валы конических колес *1* и *2* вращаются в противоположных направлениях: $i_{12} = (\omega_1 - \omega_H)/(\omega_2 - \omega_H) = -1$ или $\omega_1 - \omega_H = -\omega_2 + \omega_H$ и $\omega_H = (\omega_1 + \omega_2)/2$.

Из последней формулы следует, что угловая скорость водила складывается из угловых скоростей первого и второго валов. При $\omega_1 = -\omega_2$ $\omega_H = 0$; при $\omega_1 = \omega_2$ $\omega_H = \omega_1 = \omega_2$.

Пример конструкций малогабаритного дифференциального механизма дан на рис. 16.20.

§ 16.4. Волновые передачи

Волновые передачи * по конструктивному выполнению могут быть фрикционными и зубчатыми. Принцип действия наглядно можно пояснить на примере фрикционных волновых передач. Рассмотрим передачу, представленную на рис. 16.21, *а*. Внутрь жесткого цилиндрического неподвижного опорного кольца *C* вставлено гибкое кольцо *F*, прижатое изнутри роликом *1*, закрепленным на

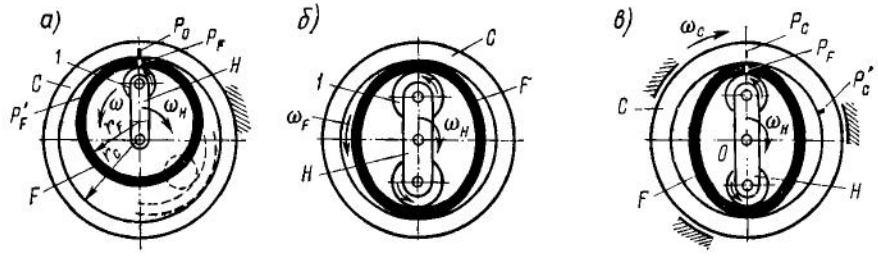


Рис. 16.21

водиле *H*. Примем показанное на рисунке положение за исходное перед началом вращения водила и отметим рисками P_C и P_F соприкасающиеся точки на жестком (опорном) и гибком кольцах. Обозначим длину внутренней окружности жесткого кольца l_C и гибкого l_F. При вращении водила, например в направлении часовой стрелки, гибкое кольцо вращается в обратном направлении, так как $l_F < l_C$. Считаем, что проскальзывание отсутствует. За один оборот водила гибкое кольцо повернется на небольшой угол, определяемый дугой $P_C P'_F$, равной разности длин окружностей $l_C - l_F$. Чем меньше разница длин окружностей контакта жесткого и гибкого колец, тем меньше угол поворота гибкого кольца. Отсюда следует, что в рассмотренной передаче происходит преобразование

* Принцип работы волновой передачи впервые был предложен в 1944 г. А. П. Москвитиным для варианта фрикционной передачи с электромагнитным генератором волн и в 1959 г. Массером (США) для зубчатой передачи с механическим генератором.

быстрого вращения водила, например с угловой скоростью ω_H, в обратное по направлению замедленное вращение гибкого кольца. Передаточное отношение такой передачи можно определить, исходя из следующего положения: за один оборот водила кольцо F сделает $(l_C - l_F)/l_F$ оборотов. Отсюда передаточное отношение

$$i_{HF} = -1/[(l_C - l_F)/l_F] = -\pi d_F/(\pi d_C - \pi d_F) = -d_F/\Delta, \quad (16.15)$$

где $\Delta/2$ — зазор между опорным и гибким кольцами при их соосном расположении; $\Delta = d_C - d_F$; d_C и d_F — диаметры опорного и гибкого колес.

Знак минус в формуле (16.15) указывает на то, что водило и гибкое кольцо вращаются в разных направлениях. Из выражения (16.15) следует, что чем меньше зазор Δ, тем больше передаточное

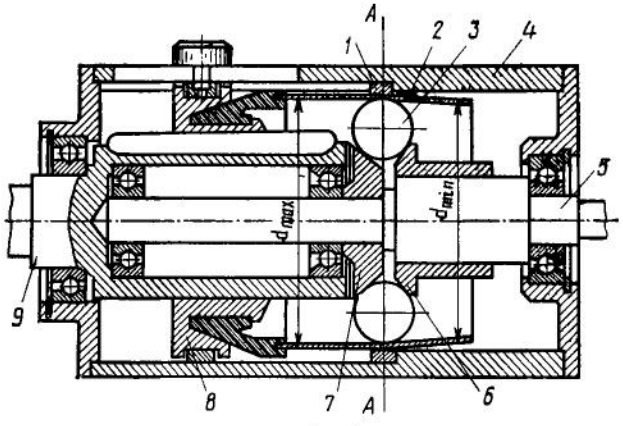


Рис. 16.22

отношение. Если, например, $r_F = 40$ мм, $\Delta = 0{,}1$ мм, то $i_{HF} = 400$, (очень большое значение).

Рассмотренная схема служит лишь для пояснения принципа преобразования скорости. Практически такая схема непригодна, так как в ней затруднена передача вращения с кольца F на выходной вал. На рис. 16.21, *б* показана реальная схема волновой передачи. Внутри жесткого опорного кольца C установлено гибкое кольцо F, растянутое в симметрично расположенный овал двумя роликами *1*, закрепленными на водиле H. В волновых передачах водило H называется генератором волн или волнообразователем. Схемы таких передач могут быть различными. На рис. 6.21, *в* показана схема передачи, в которой неподвижным является гибкое кольцо F. В этой схеме при вращении водила в том же направлении вращается жесткое кольцо C, так как $l_C > l_F$.

Пример конструкции волнового фрикционного вариатора представлен на рис. 16.22. Опорное кольцо *1* неподвижно, оно закреплено в корпусе *4*. Вращение ведущего вала *5* через волнообразователь, состоящий из конических дисков *6* и *7* и двух шариков *3*, пре-

образуется в обратное по направлению вращение гибкого колеса *2*, выполненного в виде конуса диаметрами d_{min} и d_{max}. С гибким колесом связан выходной вал *9*. Изменение угловой скорости выходного вала достигается осевым смещением блока *8* с гибким колесом. В плоскость контакта AA попадает участок конической поверхности гибкого колеса с другим наружным диаметром, что приводит к изменению передаточного отношения передачи [25]. Для нормальной работы передачи не должно быть проскальзывания шариков волнообразователя относительно опорного колеса и конических дисков. Это обеспечивается подбором материалов деталей и созданием необходимого давления между ними.

Чтобы обеспечить более надежную работу волновых передач и устранить возможность проскальзывания колес, их строят по принципу зубчатых зацеплений (рис. 16.23). Зубья остроконечные треугольного профиля или эвольвентные. При вращении волнообразователя H зубья гибкого зубчатого колеса F вдавливаются во впадины неподвижного колеса C. Гибкое колесо при этом поворачивается в направлении, противоположном вращению волнообразователя. Чтобы осуществить такое движение гибкого колеса, необходимо обеспечить следующие условия: окружные шаги, а следовательно, и модули жесткого и гибкого зубчатых колес должны быть одинаковы; делительный диаметр гибкого колеса должен быть меньше диаметра жесткого опорного колеса, если гибкое колесо расположено внутри жесткого, т. е. $d_C - d_F = \Delta$ и $\Delta > 0$.

Определение передаточного отношения. Обозначим: z_C — число зубьев жесткого колеса и z_F — число зубьев гибкого колеса. Для схемы на рис. 16.23, *а* за один оборот генератора волн H гибкое колесо F повернется в обратном направлении на угол, соответствующий разности зубьев $z_C - z_F$, т. е. на $(z_C - z_F)/z_F$ оборота. Отсюда

$$i_{HF} = -1/[(z_C - z_F)/z_F] = -z_F/(z_C - z_F). \quad (16.16)$$

Для схемы с неподвижным гибким колесом (рис. 16.23, *б*)

$$i_{HC} = 1/[(z_C - z_F)/z_C] = z_C/(z_C - z_F). \quad (16.17)$$

Для осуществления движения гибкого колеса относительно жесткого его зубья должны иметь возможность переходить из одной впадины в другую на зубчатом венце жесткого колеса. Такое разъединение зубьев показано для точек B и B' (рис. 16.23, *а*). Отсюда следует, что за четверть оборота генератора волн H зубья гибкого колеса переходят из положения A в положение B, что соответствует повороту гибкого колеса на половину шага. За полный оборот генератора волн гибкое колесо повернется на два шага. В этом случае необходимо, чтобы разность чисел зубьев $z_C - z_F$ равнялась 2, т. е. числу волн U, создаваемых генератором. В общем случае $z_C - z_F = k_z U$, где $k_z = 1, 2, \ldots$; обычно принимают $k_z = 1$. Для рассматриваемой наиболее часто применяемой схемы $U = 2$ формулы (16.16) и (16.17) принимают вид $i_{HF}^{(C)} = -z_F/2$; $i_{HC}^{(F)} = z_C/2$.

Для зубчатых волновых передач гибкое кольцо выполняют в виде тонкого стального стакана. При вращении генератора волн непрерывное изменение гибкого кольца представляется как движение изгибной волны (рис. 16.23, *в*). Число волн определяется конструк-

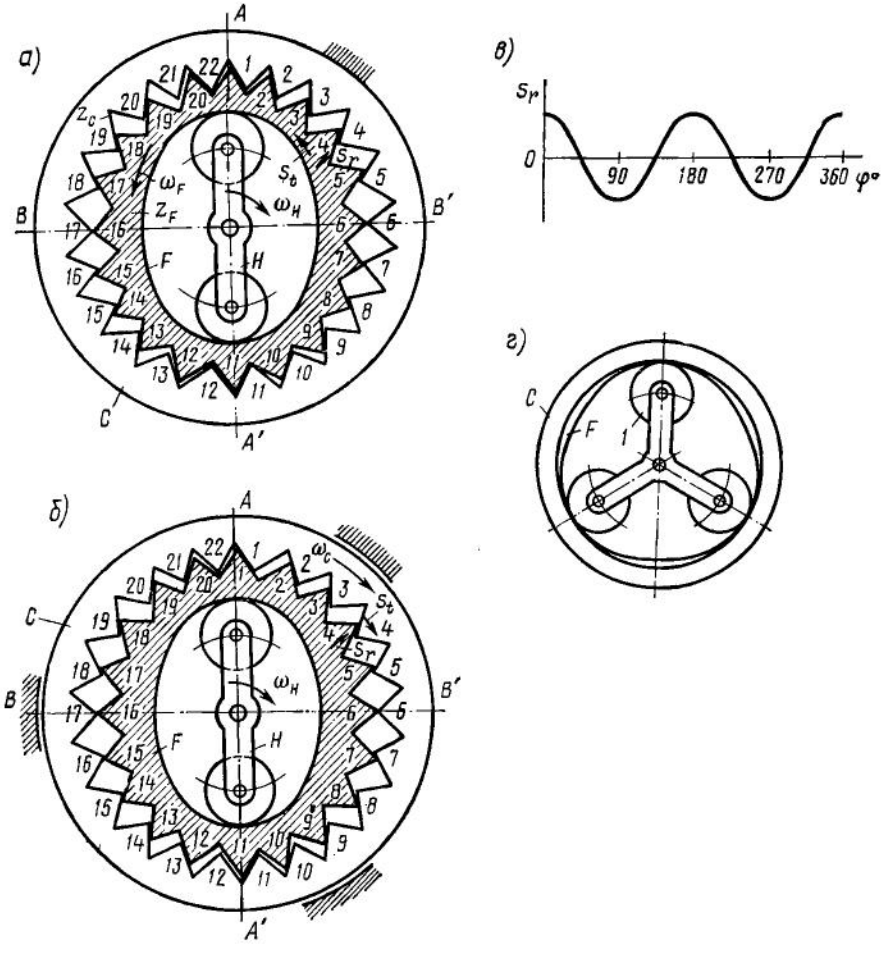


Рис. 16.23

цией генератора *. Для роликового генератора число волн соответствует числу роликов. Так, например, при трех роликах (рис. 16.23, *г*) получим три волны деформации, при четырех — четыре и т. д. Поэтому генератор волн называется также волнообразователем. Так как окружные шаги у колес одинаковы, а делительные диаметры отличаются на Δ, то и угловые шаги τ_C и τ_F

* Наряду с роликовыми волнообразователями применяют также кулачковые [62].

(рис. 16.24) различные. Поэтому вставить недеформированное гибкое колесо в жесткое нельзя. Перед сборкой вначале в гибкое колесо вставляют волнообразователь. После этого деформированное гибкое колесо можно вставить в жесткое колесо.

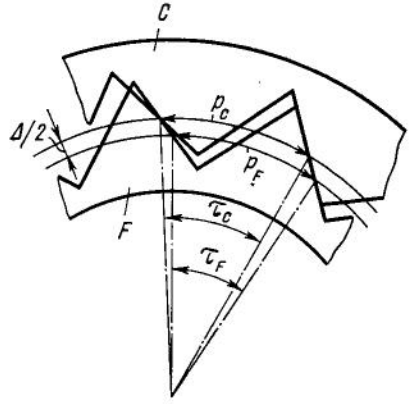


Рис. 16.24

Основным движением является радиальное s_r смещение (см. рис. 16.23, *в*) зубьев гибкого колеса под действием роликов волнообразователя. Так, например, зуб *4* под действием ролика волнообразователя, смещаясь в радиальном направлении s_r, давит на профиль одноименного зуба жесткого колеса, что приводит к смещению (повороту) s_t либо гибкого колеса влево, если оно подвижно (см. рис. 16.23, *а*), либо к повороту s_t жесткого колеса вправо (см. рис. 16.23, *б*), если оно подвижно, а закреплено гибкое колесо. Учитывая, что $d_C = z_C\, m$ и $d_F = z_F m$, передаточные отношения i_{HF} и i_{HC} соответственно равны:

$$i_{HF} = -z_F/[2(z_C - z_F)] = -z_F m/[2(z_C - z_F)\, m] = \\ = -d_F/[2\, d_C - d_F)] = -d_F/(2\Delta),$$

$$i_{HC} = z_C/[2(z_C - z_F)] = z_C m/[2(z_C - z_F)\, m] = \\ = d_C/[2(d_C - d_F)] = d_C/(2\Delta).$$

Из полученных выражений следует, что передаточное отношение тем больше, чем меньше зазор Δ, т. е. чем меньше зубья, а следо-

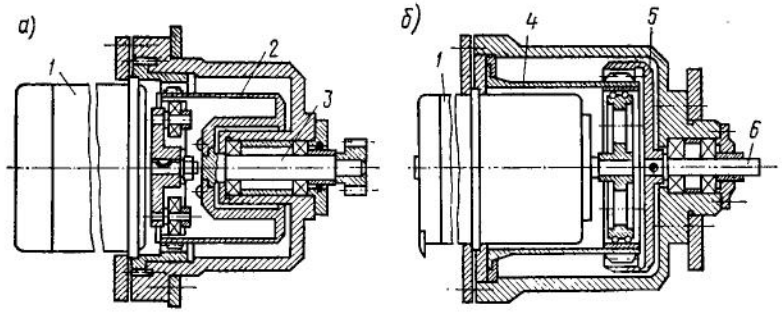


Рис. 16.25

вательно, чем меньше модуль. Обычно передаточное отношение одной ступени $i = 50...300$. Наибольшее значение $i = 200...300$ ограничивается минимальным модулем зуборезного инструмента.

На рис. 16.25 представлены конструкции приводов с волновыми зубчатыми редукторами. Электрические двигатели в обеих конструкциях обозначены поз. *1*. На рис. 16.25, *а* дана конструкция волнового редуктора с подвижным гибким зубчатым колесом *2*, вал *3*

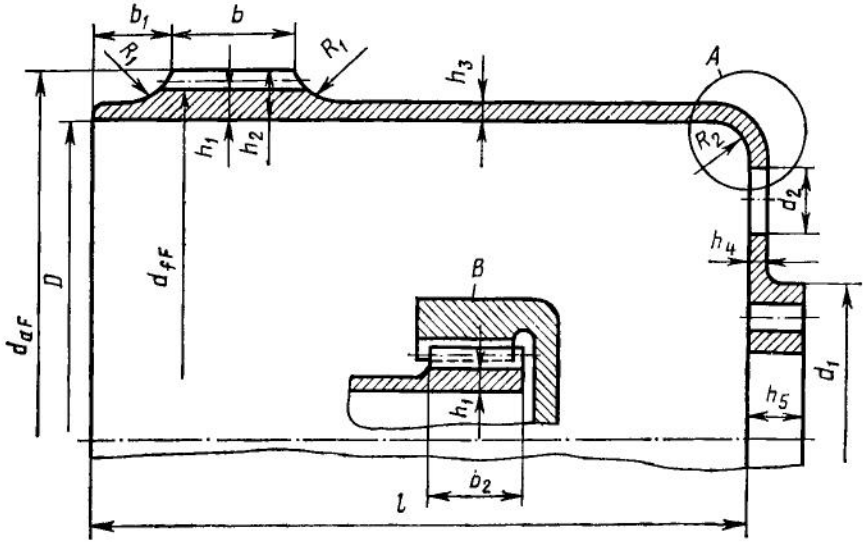


Рис. 16.26

которого является выходным валом редуктора. На рис. 16.25, *б* гибкое колесо *4* неподвижно, вращается жесткое колесо *5*, вал *6* которого является выходным валом привода. Жесткое колесо в волновых редукторах представляет собой обычное зубчатое колесо с внутренними зубьями.

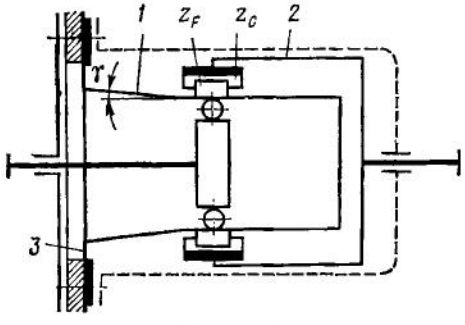


Рис. 16.27

Специфическим звеном волновой зубчатой передачи является гибкое зубчатое колесо. Его выполняют в виде гибкого цилиндра с тонким дном в месте перехода *А* цилиндра к валу (рис. 16.26), что обеспечивает необходимую осевую податливость гибкого колеса. Этому способствуют также и отверстия d_2 в дне гибкого колеса. Для обеспечения осевой податливости применяют также зубчатое (шлицевое) присоединение гибкого зубчатого колеса к валу (см. вариант *В* на рис. 16.26).

Достоинствами волновых зубчатых передач являются: высокая нагрузочная способность, так как в зацеплении находятся одновременно от 30 до 50 % зубьев; более высокая кинематическая точность по сравнению с обычными зубчатыми редукторами, изготовленными из колес той же степени точности; это объясняется тем, что в волновой передаче в зацеплении одновременно находится много зубьев и погрешности окружных шагов осредняются; волновая передача работает более плавно и с меньшим шумом; высокий к. п. д. — 80...90 %, что соответствует к. п. д. обычного зубчатого редуктора и больше к. п. д. червячной передачи; возможность передачи движения через герметическую стенку в изолированное пространство. Схема такой передачи показана на рис. 16.27. Ведомым звеном передачи является жесткое зубчатое колесо *2*. Гибкое колесо *1* выполняют в виде закрытого цилиндра, что, однако, приводит к увеличению напряжения, жесткости и, как следствие, к увеличению нагрузки на генератор. Для уменьшения напряжений и нагрузки на генератор увеличивают длину гибкого колеса. Переход цилиндра к герметичной стенке выполняют коническим ($< \gamma$), заканчивающимся тонкой диафрагмой *3* [9].

Глава 17
МУФТЫ

Муфты служат для соединения валов и осей. Они передают движение одного вала другому. Можно упростить сборку сложного механизма, составив его из отдельных элементов и соединив их между собой простейшими муфтами. Муфты применяют также в качестве предохранительных элементов, выключающих или включающих различные передачи при достижении ими определенных, заранее заданных характеристик движения. Наконец, муфты применяют для компенсации некоторых погрешностей, возникающих от температуры, при сборке, эксплуатации и т. п. По принципу действия различают механические и электромагнитные муфты.

§ 17.1. Муфты механического действия

Имеется большое разнообразие конструкций муфт. Их классификация приведена на рис. 17.1.

Постоянные соединительные муфты применяют для соединения соосных валов, источников движения с ведомыми механизмами, для облегчения сборки и монтажа длинных валов и осей, расположенных в труднодоступных местах приборов.

Глухие муфты (втулочные и дисковые) требуют строгой соосности соединяемых валов и тяг. Поэтому из-за трудности обеспечения указанного требования приходится между валами и муфтой предусматривать гарантированный зазор, а штифты, закрепляющие муфту на валах, для получения некоторой подвижности соединения устанавливать перпендикулярно друг другу (рис. 17.2). Втулку можно изготовлять из любого конструкционного материала. Раз-

меры муфты и штифтов определяют, исходя из условий их равнопрочности с соединяемыми валами. Длину втулки принимают равной 3...5 диаметрам вала.

Подвижные муфты обеспечивают соединение валов, имеющих небольшие угловые, радиальные или осевые относительные смещения. Расширительные муфты позволяют скомпенсировать осевые смещения валов. Их устройство показано на рис. 17.3, *а*, *б*. Размеры элементов муфт определяют с учетом соотношений $l \approx d_в$, $\delta = d_ш = (025...0{,}3)\, d_в$. Вследствие относительного смещения пазов и штифтов происходит их изнашивание. Поэтому эти муфты применяют для соединения валов, передающих небольшие нагрузки.

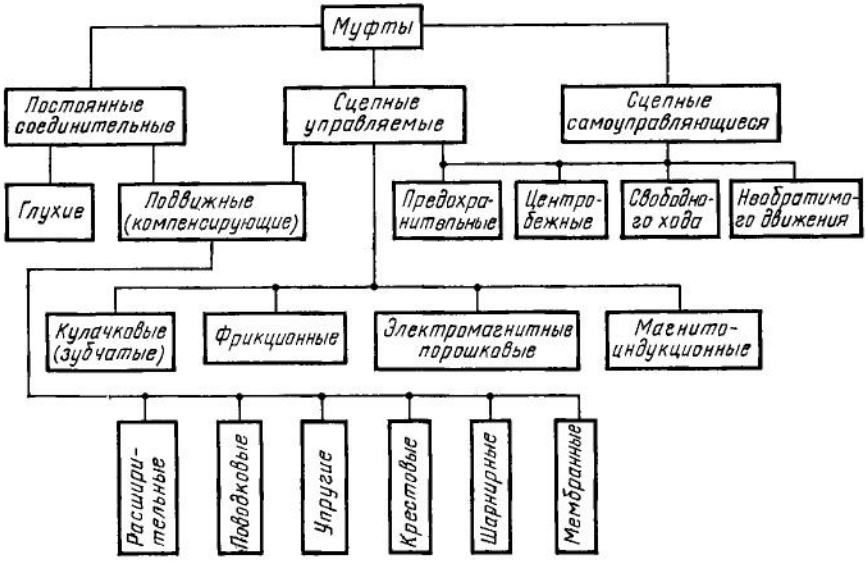


Рис. 17.1

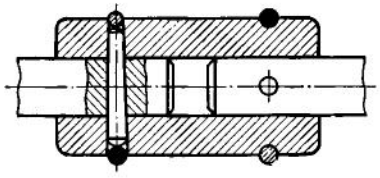


Рис. 17.2

Глухие и расширительные муфты рассчитывают на прочность из условия равнопрочности их с соединяемыми валами:

$$W_{кр.в} = W_{кр.вт},$$

или

$$\pi d_в^3 [\tau_в]/16 = \pi (d_{вт}^4 - d_в^4)[\tau_{вт}]/(16 d_{вт}), \quad (17.1)$$

где $W_{кр.в}$, $W_{кр.вт}$ — соответственно моменты сопротивления вала и втулки; $d_{вт}$ — наружный диаметр втулки; $d_в$ — диаметр наименьшего из соединяемых валов; $[\tau_в]$, $[\tau_{вт}]$ — допускаемые напряжения на кручение материалов вала и втулки.

Диаметры штифтов принимают равными $(0{,}25...0{,}3)\, d_в$. При необходимости более точного расчета учитывают, что штифт имеет две плоскости среза. В этом случае

$$\tau_ш = F_{ср}/A_{ср} = (2M_к/d_в)\,(2/\pi d_ш^2) \leqslant [\tau_ш]$$

или

$$M_к \leqslant \pi d_ш^2 d_в [\tau_ш]/4, \quad (17.2)$$

где $F_{ср}$ — перерезывающая сила; $A_{ср}$ — площадь среза; $M_к$ — крутящий момент, передаваемый валом; $d_ш$ — диаметр штифта; $[\tau_ш]$ — допускаемое напряжение материала штифта на срез.

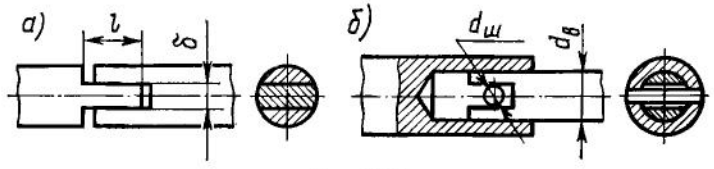


Рис. 17.3

Поводковые и упругие муфты являются наиболее распространенными среди муфт, служащих для присоединения редукторов приводов к электродвигателям. Эти муфты могут передавать вращение при небольшом радиальном смещении валов. Поводковая муфта состоит из двух фланцев *1* и *2* (рис. 17.4, *а*), закрепляемых на валах. На одном из фланцев имеется палец (поводок) *3*, на другом — соответствующий вырез. Упругая муфта (рис. 17.4, *б*) кроме фланцев *1*, на каждом из которых укреплены по два пальца *2*, имеет еще промежуточный упругий элемент *3* с четырьмя отверстиями.

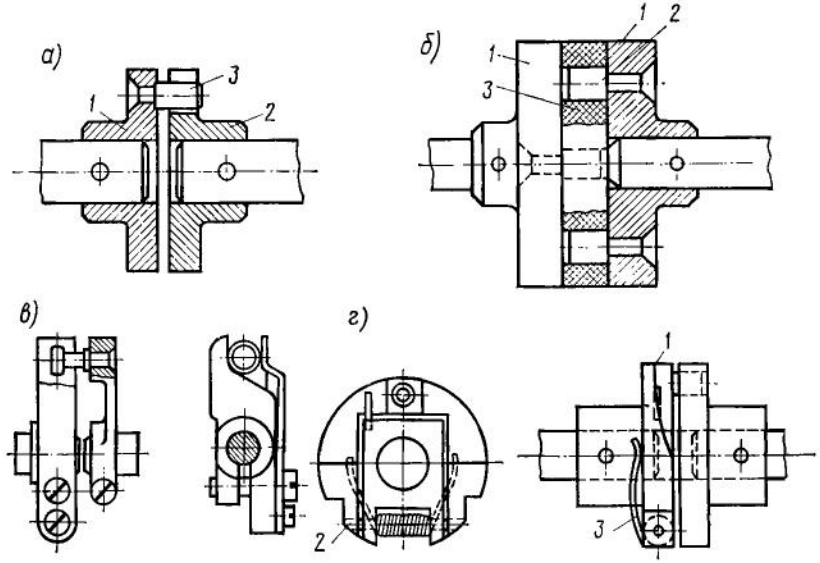


Рис. 17.4

Упругий элемент изготовляют из твердой резины, кожи и прочих материалов. При работе поводковой и упругой муфт возможны погрешности в передаче движения. Они возникают из-за радиального смещения валов, зазора между пальцем и отверстием в упругом элементе или из-за деформации упругого элемента. Для выбора зазора применяют пружины. На рис. 17.4, *в* показана муфта с зазоровыбирающей пружиной, а на рис. 17.4, *г* — поводковая муфта, позволяющая быстро разъединять валы. Это достигается с помощью укрепления пальца на специальной детали *1*, которая имеет возможность поворачиваться на оси *2*. Рабочее положение этой детали фиксируется пружиной *3*. У поводковой и упругой муфт поводки рассчитывают на изгиб, принимая, что изгибающая сила $(2M_к/D)$ приложена к вершине поводка. Тогда, пользуясь уравнением прочности

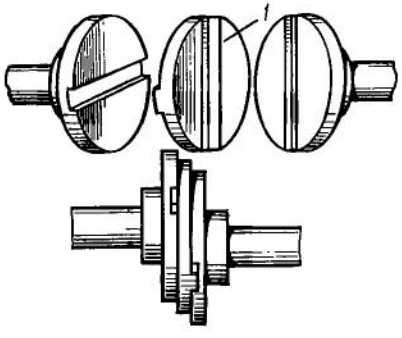


Рис. 17.5

$$\sigma_и = M_и/W_и \leqslant [\sigma_и],$$

где $M_и = (2M_к/D)\,h$,

получим

$$\sigma_и = 64M_к h/(\pi D z d_п^3) \leqslant [\sigma_и],$$

откуда

$$d_п \geqslant \sqrt[3]{64M_к h/(\pi D z [\sigma_н])}, \quad (17.3)$$

где h — высота поводка; D — расстояние между поводками; z — число поводков; $d_п$ — диаметр поводка.

Упругий элемент муфты проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = 2M_к/(Dzhd_п) \leqslant [\sigma_{см}]. \quad (17.4)$$

При выборе поводковых и упругих муфт, применяемых в точных передачах приборов, приходится обращать внимание и на значение к. п. д. муфты и характер создаваемых этими муфтами погрешностей.

Крестовые муфты (рис. 17.5) благодаря подвижной средней части *1* хорошо компенсируют непараллельность валов. В крестовых муфтах рассчитывают выступы и пазы на изгиб и смятие боковых поверхностей:

$$\sigma_и = 2M_к h/(dzW) \leqslant [\sigma_н], \quad (17.5)$$

где h — высота выступа; d — средний диаметр; z — число выступов; для крестовой муфты $z = 2$; W — момент сопротивления площади выступа;

$$\sigma_{см} = 2M_к/(dzS) \leqslant [\sigma_{см}], \quad (17.6)$$

где S — проекция выступа на диаметральную плоскость муфты.

Так как крестовая муфта широко применяется в приборных устройствах, представляет интерес значение к. п. д., обеспечиваемое этой муфтой [1]:

$$\eta = \{1 - 4\,(f/\pi)\ln[0{,}8d/(0{,}8d - \Delta r)]\}^2, \quad (17.7)$$

где d — внешний диаметр муфты; Δr — радиальное смещение соединяемых валов.

Шарнирные и мембранные муфты позволяют соединять валы, имеющие угловое смещение осей. Шарнирные муфты допускают угловое смещение валов до 45°, мембранные — до 3...5°.

На рис. 17.6, *а* приведен пример типовой конструкции шарнирной муфты для передачи сравнительно небольших мощностей, характерных для приводов приборов. Одинарная шарнирная муфта создает погрешность при передаче движения ведомому валу. Это

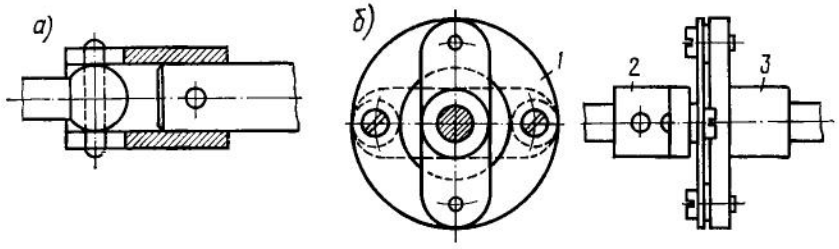


Рис. 17.6

изменение угла поворота от ведущего вала к ведомому можно характеризовать передаточным отношением [2]

$$i = d\beta/d\alpha = \cos\varphi/(1 - \sin^2\varphi\cos^2\alpha), \quad (17.8)$$

где φ — угол между ведущим и ведомым валами; α — угол поворота ведущего вала; β — угол поворота ведомого вала.

Чтобы скомпенсировать эту погрешность, применяют сдвоенную шарнирную муфту или две одинарные муфты с промежуточным валиком. При этом необходимо вилки валика располагать в одной плоскости.

Мембранные муфты изготовляют двух видов — одномембранные и двухмембранные. На рис. 17.6, *б* приведен пример одномембранной муфты. Основной деталью муфты является мембрана *1*, приклепанная к ступицам *2* и *3*, закрепляемым на валах. Двухмембранные муфты компенсируют периодические погрешности поворота ведомого вала, характерные для одномембранных муфт. Муфты с S-образной формой мембраны вследствие их большей податливости могут компенсировать большие погрешности расположения соединяемых валов.

Сцепные управляемые муфты предназначаются для соединения или разъединения ведущего и ведомого валов во время работы прибора. Соединяемые валы должны иметь строгую соосность, в противном случае происходит ухудшение работы муфты и ее быстрый

выход из строя. Муфты могут иметь ручной и дистанционный, например электрический, приводы.

Кулачковые (зубчатые) муфты служат для соединения остановленных (невращающихся) валов или валов, имеющих ограниченную частоту вращения (до 100 мин$^{-1}$). На рис. 17.7, *а* показана одна из конструкций кулачковых муфт. Обе части муфты — продольно-подвижную *1* и неподвижную *2* — монтируют на одном валу для получения строгой соосности. На торцах полумуфт имеются выступы (кулачки, зубцы), посредством которых и производится сцепление. В зависимости от предъявляемых требований выполняется от 2 до 60 зубцов определенной формы. Если от муфты требуется

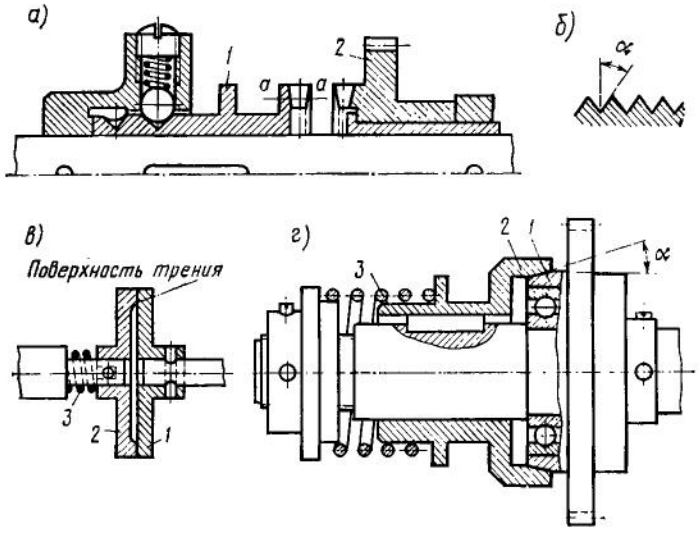


Рис. 17.7

быстрое срабатывание при реверсивном движении, зубцы должны иметь симметричный треугольный профиль (рис. 17.7, *б*) с острым углом при вершине, равным 60...30°. Количество зубцов должно быть наибольшим. При передаче больших крутящих моментов применяют и другие профили зубьев, например трапецеидальные. Кулачковые муфты передают движение практически без искажений благодаря жесткому, безлюфтовому соединению зубьев.

Расчет кулачковых муфт производят, аналогично расчету крестовых, по уравнениям (17.5) и (17.6). В эти уравнения подставляют размеры зубьев или кулачков вместо размеров выступов крестовой муфты.

Фрикционные муфты действуют благодаря силам трения, возникающим между рабочими поверхностями муфты. Поэтому о точности передачи движения говорить можно только условно, так как даже при небольших перегрузках возможно проскальзывание в муфте. На рис. 17.7, *в*, *г* показаны конструкции наиболее распространенных фрикционных муфт — дисковой и конусной. Необходимую силу прижатия рабочих поверхностей *1* и *2* муфт можно устанавливать путем регулирования поджима пружины *3*. Угол конуса α во избежание заедания (заклинивания) муфты нельзя делать меньше угла трения (рис. 17.7, *г*). Обычно этот угол равен 15°. При расчете на прочность фрикционных муфт определяют параметры трущихся элементов и силу пружин по заданному крутящему моменту, который должна передавать муфта без проскальзывания. Для дисковой муфты можно пользоваться приближенным уравнением

$$F_{пр} \geqslant (1{,}25 \ldots 1{,}5)\, M_к/(f r_{ср}), \qquad (17.9)$$

где $F_{пр}$ — сила, развиваемая пружинами; $M_к$ — заданный крутящий момент; 1,25...1,5 — значение коэффициента запаса; f — коэффициент трения; $r_{ср}$ — средний радиус рабочих поверхностей дисков.

Параметры конусной муфты находим из зависимости

$$F_{пр} \geqslant (1{,}25 \ldots 1{,}5)\, M_к \sin\alpha/(f r_{ср}), \qquad (17.10)$$

где α — половина угла при вершине конуса; $r_{ср}$ — средний радиус рабочей поверхности конусов [2]:

$$r_{ср} = \sqrt[3]{(1{,}25 \ldots 1{,}5)\, M_к/(2\pi\psi [p] f)},$$

где $\psi = b/r_{ср} = 0{,}3 \ldots 0{,}5$; b — ширина поверхности трения; $[p]$ — допускаемое давление для поверхностей трения, зависящее от применяемых материалов (табл. 17.1).

Таблица 17.1

Материалы трущихся поверхностей	Условия работы	Коэффициент трения	Допускаемое давление, МПа	Максимальная температура, °С
Закаленная сталь по закаленной стали	Со смазкой	0,08	0,6...0,8	250
Чугуи по чугуну или стали	То же	0,06	0,6...0,8	250...300
То же	Всухую	0,15	0,25...0,4	250...300
Бронза по стали	Со смазкой	0,05	0,4	150
Металлокерамика по стали	То же	0,1	0,8	550
То же	Всухую	0,4	0,3	550

Сцепные самоуправляющиеся (автоматические) муфты служат для соединения или разъединения ведомого вала с ведущим при достижении заранее заданных параметров движения: определенной частоты вращения или внезапной остановки ведомого звена, передачи движения в одну сторону, передачи реверсного движения, но только со стороны ведущего вала. Ниже рассматриваются основные типы самоуправляющихся муфт.

Предохранительные муфты применяют при необходимости передачи заданного крутящего момента. При перегрузках они проскаль-

зывают. Наибольшее распространение получили шариковые и роликовые муфты. Принцип действия муфт практически одинаков. Поэтому рассмотрим для примера шариковую муфту (рис. 17.8). У этой муфты ведомая *1* и ведущая *2* части соединены с помощью подпружиненных шариков *3*. Необходимая сила пружин может быть установлена подбором более жесткой пружины при сборке муфты или путем регулировки сжатия пружины. Параметры предохранительных муфт связаны со значением крутящего момента $M_{пр}$, при котором муфты должны отключать ведомые валы (проскальзывать). Поэтому для нахождения основных размеров муфт пользуются следующей приближенной зависимостью:

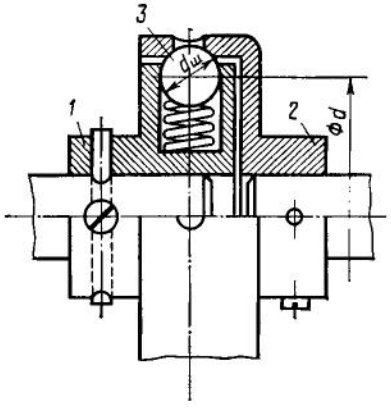


Рис. 17.8

$$F_{пр} = (2M_{пр}/dz)\sqrt{(d_ш/d_{отв})^2 - 1}, \quad (17.11)$$

где $F_{пр}$ — сила пружины, действующая на шарик; $M_{пр}$ — момент проскальзывания; d — диаметр окружности, проходящей через центры шариков; z — число шариков; $d_ш$ — диаметр шарика; $d_{отв}$ — диаметр отверстия в наружной части муфты.

При большой частоте вращения ведущего вала необходимо учитывать центробежные силы $F_{цб.ш}$ и $F_{цб.пр}$, которые прижимают шарики к отверстиям в наружной части муфты; $F_{цб.ш}$ — центробежная сила массы шарика, $F_{цб.пр}$ — центробежная сила пружины. Суммарная сила, действующая на шарик,

$$F_Σ = F_{пр} + F_{цб.ш} + F_{цб.пр},$$

$$F_{цб.ш} = m_ш ω^2 d/2,$$

$$F_{цб.пр} = (m_{пр}ω^2/2)(d - d_ш - H),$$

где $m_ш$ — масса шарика; $ω$ — угловая скорость муфты; $m_{пр}$ — масса пружины; H — высота пружины.

Силу пружины определяют из равенства

$$F_{ω пр} = F_{пр} - F_{цб.ш} - F_{цб.пр}. \quad (17.12)$$

Однако из-за приближенности расчетов в муфтах, как указывалось выше, предусматривается регулировка силы натяжения пружины.

Центробежные муфты предназначены или для передачи движения по достижении ведущим валом заданной частоты вращения (рис. 17.9, *а*), или для отключения ведомого вала по достижении им критической частоты вращения (рис. 17.9, *б*). Работа этих муфт основана на возникновении центробежных сил $F_{цб}$ при вращении. Эти силы создаются колодками *1*. Чтобы установить необходимую

частоту вращения, при которой должна срабатывать муфта, применены пружины *2*. Разность центробежных сил и сил, развиваемых пружинами, создает силы трения, способствующие соединению ведомой и ведущей частей муфты. При уменьшении разности сил, необходимой для передачи заданного крутящего момента, происходит разъединение муфты.

Основные параметры центробежных муфт: масса колодки $m_к$, сила пружины $F_{пр}$, коэффициент трения f. Геометрические размеры зависят от заданной угловой скорости муфты $ω$ и передаваемого крутящего момента. На колодку действуют сила пружины и центробежная сила колодки. Центробежной силой пружины можно в первом приближении пренебречь. Муфта сможет передать крутящий момент

$$M_{пр} = frz(F_{цб.к} - F_{пр}) = frz(m_к r_к ω^2 - F_{пр}), \quad (17.13)$$

где f — коэффициент трения; r — радиус поверхности трения; z — количество колодок (грузиков), $z = 2, 3, 4$; $r_к$ — расстояние до центра тяжести колодки.

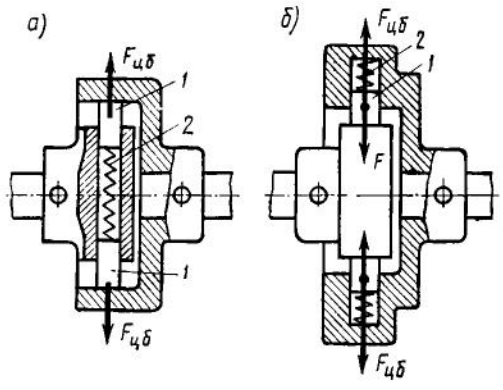


Рис. 17.9

Из выражения (17.13) при заданных $M_{пр}$, $ω$, $m_к$ определяем необходимую силу пружины $F_{пр}$. Для муфты, изображенной на рис. 17.9, *б*, передаваемый момент

$$M_{пр} = frz(F_{пр} - m_к r_к ω^2). \quad (17.14)$$

Муфты свободного хода (обгонные муфты) (рис. 17.10, *а*) передают вращение от ведущего вала *1* только в одну сторону, например против движения часовой стрелки. При передаче движения в обратную сторону ведущий элемент муфты начинает проскальзывать относительно ведомого элемента *2*. Соединение элементов муфты, а следовательно, и валов происходит в результате заклинивания шариков *3* (или роликов) в угловых зазорах. Для увеличения быстродействия муфты применяют пружины *4*. Муфта проскальзывает, если частота вращения n_2 ведомого элемента превышает частоту вращения n_1 ведущего, т. е. когда ведомый элемент начинает обгонять ведущий. При расчете муфты, зная силу пружины $F_{пр}$ и задаваясь значением угла заклинивания $α$ ($α = 7...10°$), находим силу трения:

$$F_{тр} = fF_{пр}/[2\sin(α/2)].$$

При заданном моменте нагрузки $M_н$ на ведомой части муфты момент на ведущей части муфты

$$M_{вщ} = M_н + 2F_{тр}r + M_{тр}, \quad (17.15)$$

где r — радиус тормозного барабана; $M_{тр}$ — момент трения в опорах муфты. К. п. д. муфты $\eta = M_н/M_{вщ}$.

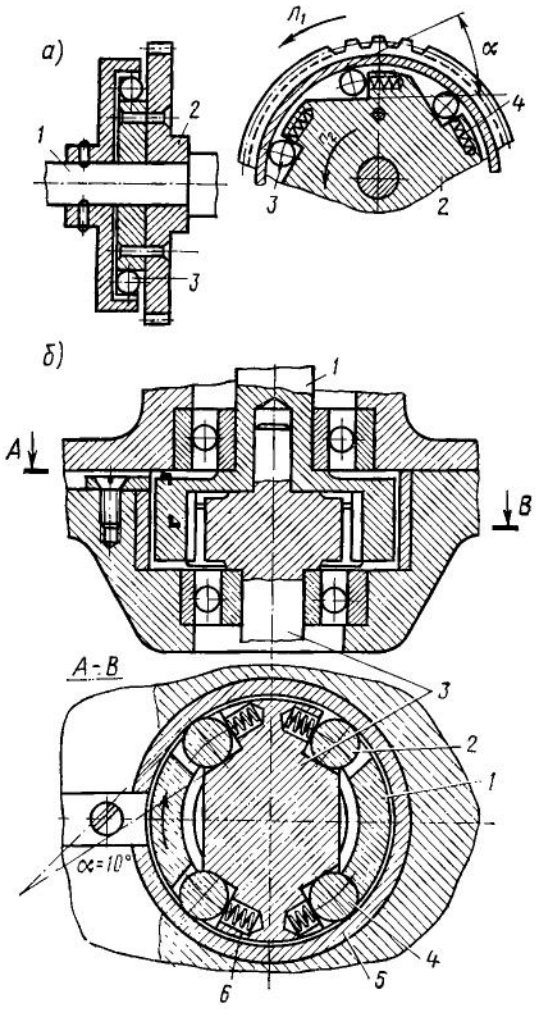


Рис. 17.10

Важное место в расчете муфты занимает проверка элементов муфты на контактную прочность:

$$[\sigma_H] \geqslant 0{,}388 \sqrt[3]{M_{вщ} E_{пр}^2 / [r_ш^2 z R \operatorname{tg}(\alpha/2)]}, \qquad (17.16)$$

где $E_{пр} = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$; E_1, E_2 — модули упругости материалов шарика и центральной части муфты; R — приведенный радиус кривизны соприкасающихся поверхностей.

Муфты необратимого движения (невозвратные муфты) применяют при недопустимости обратной передачи движения — от ведомого вала к ведущему. Передача движения от ведущего вала к ведомому допускается в обоих направлениях. На рис. 17.10, *б* показана конструкция муфты, ведущим элементом которой является вилка *1*. При вращении, например по ходу часовой стрелки, вилка своими выступами давит на ролики *4* и, выводя их из угловых впадин и преодолевая усилия пружин *6*, прижимает к крестовине *3*, закрепленной на ведомом валу. При вращении в обратном направлении вилка давит на ролики *2* и приводит в движение ведомый вал. Если вращение передается от крестовины (ведомого вала), то она, надавливая, например, на ролики *2*, в то же время заклинивает ролики *4* между собой и неподвижной втулкой *5*, останавливая тем самым движение. При перемене направления вращения заклиниваются ролики *2*. Пружины *6* служат для выбора зазоров и способствуют быстродействию муфты. Расчет муфты необратимого движения производят аналогично расчету обгонных муфт.

§ 17.2. Электромагнитные муфты

Принципиальная особенность электромагнитных муфт состоит в возможности дистанционного управления параметрами движения и, как следствие этого, в использовании таких муфт в автоматических системах управления и регулирования. Исходя из общего назначения, электромагнитные муфты (ЭММ) можно разделить на две группы. К первой группе относятся муфты, в которых передача момента осуществляется механическими элементами (фрикционные, кулачковые и др.). Ко второй группе — муфты, в которых момент передается элементами с электромагнитным или магнитным взаимодействием (индукционные, порошковые, магнитные муфты).

Классификация ЭММ. За основу классификации удобно принять два признака: способ связи ведущего и ведомого элементов (рис. 17.11) и способ управления этими связями. По способу управления муфты бывают с внешним независимым управлением (сюда относят также муфты, используемые в автоматизированных приводах; самоуправляющиеся) и с внутренним управлением. Способ управления связью зависит от функций, выполняемых муфтой. На рис. 17.12 показана обобщенная схема электромагнитной муфты M, связывающей вал источника энергии (M_1, ω_1) и вал нагрузки (M_2, ω_2). Связь a объединяет группу муфт с внутренним автоматическим управлением, ее можно рассматривать как обратную, при этом управляющим воздействием могут быть параметры нагрузки (момент M_2) или параметры движения (угловая скорость ω_2, ускорение, направление движения, частота вращения и т. д.). По внешней связи (BC) производится независимое управление муфтой. Сигналы в этом случае могут формироваться временными командными приборами или оператором.

Кулачковые ЭММ. Управление электромагнитом кулачковых муфт представляет определенные трудности, связанные с особыми

условиями вхождения полумуфт в зацепление (см. с. 58). Для включения кулачков прямоугольного или трапецеидального профиля относительная скорость полумуфт должна быть близка к нулю. Во время движения допустимо включение муфт с острозубым тре-

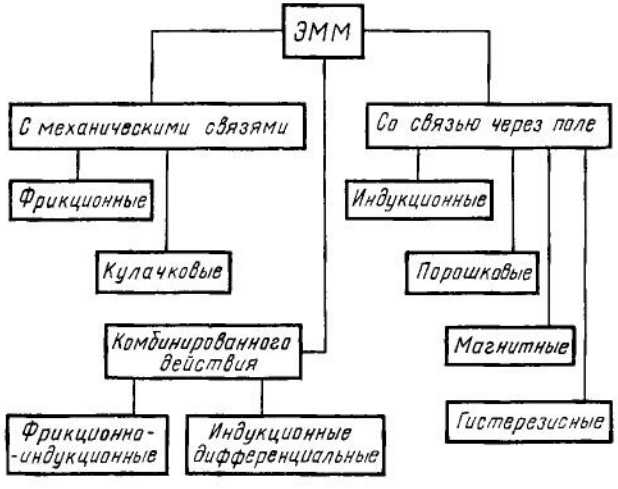


Рис. 17.11

угольным профилем кулачков. Включение таких муфт сопровождается резкими ударами, в результате которых возникают большие нагрузки в элементах кинематической цепи, например в зубчатых передачах, исполнительных механизмах и т. д. Однако отсутствие или малые значения переходного времени в самом процессе зацепления и высокая точность фиксации делает муфты с острозубым профилем незаменимыми при точных передачах угла поворота.

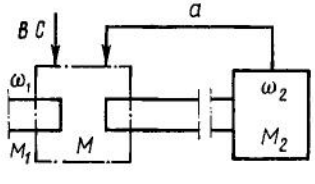


Рис. 17.12

Индукционные муфты. Момент между полумуфтами образуется от взаимодействия электромагнитного поля одной полумуфты с током, наведенным этим полем в якоре другой полумуфты. Появление тока в якоре возможно лишь при относительном перемещении поля и якоря, поэтому индукционные муфты называют также муфтами скольжения или асинхронными муфтами. По принципу действия индукционные муфты аналогичны асинхронным двигателям с вращающимся статором. Электромагнит обычно расположен на ведущей полумуфте, и ось его совпадает с осью вращения. Ведомая полумуфта в зависимости от назначения может представлять собой либо сплошной цилиндр, либо беличье колесо. В малоинерционных муфтах, применяемых в системе автоматики, ведомую полумуфту, являющуюся якорем, выполняют из немагнитного материала с малым удельным сопротивлением в виде тонкостенного диска или стакана. Такие формы якоря обладают малым моментом инерции. Для усиления магнитной связи с якорем на магнитопроводе предусматривают полюсные вырезы, формирующие общий магнитный поток так, чтобы токи, возникающие в якоре, были максимальными. Эксплуатационным недостатком большинства индукционных муфт является необходимость использования контактных колец. Разработаны конструкции с неподвижным электромагнитом, в которых имеется дополнительный воздушный зазор Δ_1 (рис. 17.13) между

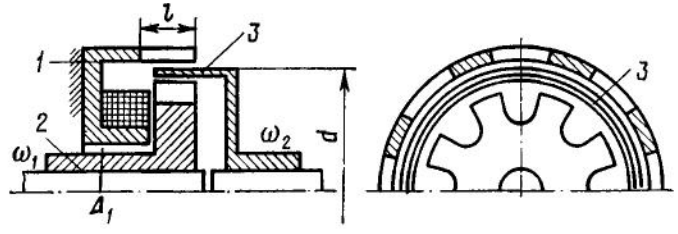


Рис. 17.13

неподвижной *1* и подвижной *2* частями магнитопровода. Рабочий зазор находится между ведущей *2* и ведомой *3* полумуфтами. Ведущая полумуфта представляет собой звездочку.

При расчете индукционных муфт следует исходить из определения электродвижущей силы, наводимой магнитным полем в якоре под полюсом [21]:

$$E = Bld\,(\omega_1 - \omega_2)/2,$$

где B — магнитная индукция в рабочем зазоре; l — длина полюсов; d — средний диаметр якоря; ω_1 — угловая скорость ведущей полумуфты; ω_2 — угловая скорость якоря.

Ток, наводимый в роторе, $I = E/R_k$, где R_k — сопротивление части ротора вихревым токам под одним полюсом.

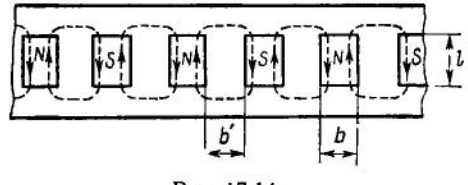


Рис. 17.14

Сила взаимодействия магнитного поля с токами в якоре $F = BlI$, следовательно, момент $M = B^2l^2d^2k\ (\omega_1 - \omega_2)/R_k$, где k — число пар полюсов муфты.

Сопротивление R_k определяем из рассмотрения приближенной картины распределения токов на развертке якоря (рис. 17.14). Выделив электромагнитную линию тока и проинтегрировав, получим минимальное значение сопротивления $R_{k\,\min}$:

$$R_{k\,\min} = \pi\rho/\{\delta \ln[1 + \pi b/(2l)]\},$$

где ρ — удельное сопротивление якоря; δ — толщина стенки якоря; b — ширина полюса якоря.

Учитываем зависимость сопротивления якоря от магнитной индукции B в рабочем зазоре:

$$R_k = R_{k\min} + R(B),$$

где $R(B)$ — сопротивление якоря, зависящее от магнитной индукции.

Число пар полюсов муфты

$$k = \pi d/(2k_b b),$$

где $k_b = (1 + b'/b)/2$.

Вращающий момент

$$M_{вр} = 4ld^3k_э B_n^2(\omega_1 - \omega_2)/(k_b R_k),$$

где $k_э = l/b$ — коэффициент длины полюсов. Величину

$$C = 4ld^3k_э/(k_в R_k)$$

принято называть коэффициентом вращательного момента муфты. При $k_в = 1$ коэффициент C максимален:

$$C_0 = 4ld^3k_э/R_k,$$

или

$$C_0 = 4ld^3\delta k_э \ln[1 + \pi/(2k_э)]/(\pi\rho),$$

и вращающий момент $M_в = C_0B^2(\omega_1 - \omega_2)$.

Можно также относительную скорость представить в виде скольжения $S_1 = \omega_1 - \omega_2$. Тогда

$$M_в = C_0B^2S_1.$$

Таким образом, вращающий момент максимален в момент пуска, когда $\omega = 0$, и равен нулю, когда угловые скорости ведущей и ведомой полумуфт сравниваются.

Индукционные муфты могут работать в тормозном режиме. Этому случаю соответствует состояние, когда скорость ведущей полумуфты снижается до нуля. Если ω_2 становится больше ω_1, то скорость скольжения меняет знак и тормозной момент

$$M_{торм} = C_0B^2(\omega_2 - \omega_1).$$

Индукционные муфты могут использоваться в реверсивном режиме, при этом тормозной момент, соответствующий изменению скорости на обратную, может достичь значений

$$M_{рев} = 2C_0B^2(\omega_2 - \omega_1),$$

если считать, что ω_2 и ω_1 в прямом и обратном направлениях одинаковы.

Реверсивные индукционные муфты находят широкое применение в малоинерционных приводах систем автоматического регулирования. Их обычно разрабатывают применительно к конкретной системе. Принцип действия муфты поясняет схема на рис. 17.15. Муфта состоит из двух самостоятельных электромагнитных систем (обмотки *I* и *II*), нагружающих один выходной вал.

Если управляющее напряжение $U_{упр} = 0$, то в предварительно сбалансированной схеме токи i_1 и i_2 в обмотках электромагнитов равны, а следовательно, окажутся равными оба момента полумуфт. Выходной вал при этом неподвижен, а токи в обмотках полумуфт называют нулевыми. При напряжении $U_{упр} \neq 0$ схема разбалансируется, а выходной вал вращается в том направлении, в котором

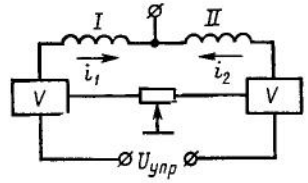


Рис. 17.15

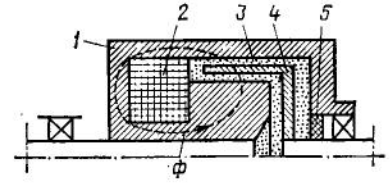


Рис. 17.16

вращается обмотка с наибольшим током. Вращающий момент и угловая скорость определяются значением $U_{упр}$.

Порошковые муфты. Эти муфты можно рассматривать как разновидность фрикционных, индукционных и синхронных электромагнитных муфт. Они могут работать в любом режиме, свойственном этим муфтам, отличаются удобством управления и малой инерционностью, поэтому их широко применяют в автоматических

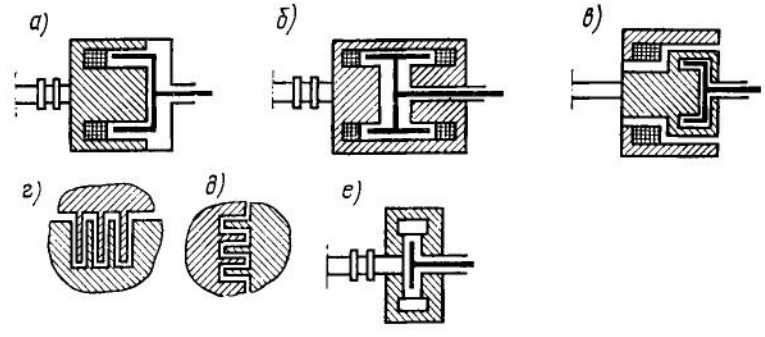


Рис. 17.17

устройствах. Ведущая полумуфта (рис. 17.16) представляет собой корпус *1* с обмоткой *2*. Замкнутый магнитный поток Φ пересекает цилиндрическую щелевую зону *3*, в которой размещается стакан ведомой полумуфты *4*. Щелевая полость заполнена ферромагнитным наполнителем. Для удержания наполнителя используют уплотнители *5*.

Порошковые муфты классифицируют по расположению рабочего пространства: цилиндрические (рис. 17.17, *а*, *б*) и реже конусные; дисковые (рис. 17.17, *в*, *е*); по способу подвода тока — контактные и бесконтактные; по моменту инерции подвижных частей — малоинерционные и обычного применения; с одним или несколькими

(рис. 17.17, *г*, *д*) рабочими зазорами; с одной или несколькими обмотками (рис. 17.17, *б*).

При прохождении магнитного потока через рабочие зазоры ферромагнитные частицы намагничиваются и располагаются вдоль силовых линий (рис. 17.18, *а*). В результате этого рабочие поверхности полумуфт оказываются связанными не только магнитными связями через поле, но и механическими — через частицы, сцепленные между собой силами трения. При появлении окружных сил F (рис. 17.18, *б*) образованные связки деформируются, противодействуя этим силам; при достижении силой некоторого определенного значения, зависящего от значений индукции, зазора, свойств и формы наполнителя, связки разрушаются. Это соответствует выходу муфты из синхронизма. Относительное движение полумуфт с разрушенными связками можно рассматривать как движение рабочих поверхностей в условиях среды с большой вязкостью. На этом режиме скольжения передаваемый момент обусловлен магнитным моментом, аналогичным режиму скольжения в индукционных муфтах, и механическим моментом, близким по своему характеру к фрикционным муфтам.

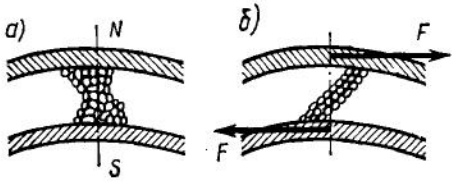


Рис. 17.18

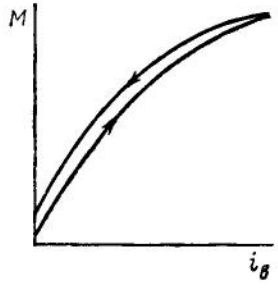


Рис. 17.19

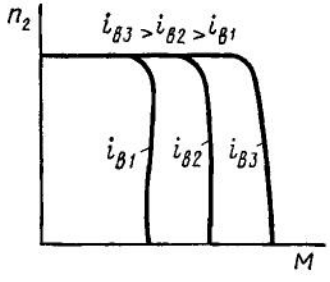


Рис. 17.20

Изменение магнитного потока в рабочем зазоре влияет на сцепление порошка и таким образом производит управление силой относительного сдвига полумуфт. Примеры расчета порошковых муфт см. в [23].

Наиболее важными для порошковых муфт являются статическая и механическая характеристики. Статическая характеристика представляет собой зависимость между вращающим моментом и намагничивающей силой или током возбуждения при неподвижной ведомой полумуфте ($n_2 = 0$) (рис. 17.19). Эта характеристика имеет вид гистерезисной кривой, обусловленной магнитным и механическим гистерезисом в наполнителе. Силы трения о поверхности полумуфт зависят не только от намагниченности, но и от влияния центробежных сил. При больших частотах вращения порошок вдавливается в рабочие зазоры, сцепление таким образом увеличивается и в отдельных случаях возможно заклинивание. Нулевому току возбуждения соответствует некоторый момент; это объясняется, во-первых, остаточной намагниченностью порошка и, во-вторых, трением при перемешивании порошка. Механическая характеристика представляет собой зависимость между моментом и частотой вращения на ведомой полумуфте при постоянном токе возбуждения и частоте вращения ведущей полумуфты ($i_в = \text{const}$, $n_1 = \text{const}$) (рис. 17.20). Горизонтальному участку характеристики с постоянной частотой вращения n_2 соответствует режим сцепления. При некотором значении момента нагрузки частота вращения резко снижается и полумуфты почти при неизменном моменте переходят в режим 100 %-ного скольжения. Предельный момент, при котором происходит разрушение связок, зависит, как видно из характеристики, от тока возбуждения. Для порошковых муфт особое значение имеет тепловой режим. Тепловые потери при работе муфты происходят по двум причинам: вследствие потерь в обмотке и трения порошка при скольжении. Особенно тяжелым в тепловом отношении является режим скольжения. В некоторых конструкциях муфт отвод теплоты производится не только воздушной самовентиляцией, но и с помощью воды или масла.

Муфты синхронных передач. Они подразделяются на магнитные и гистерезисные. Поскольку связь полумуфт осуществляется через поле, то по способу образования последнего все типы синхронных муфт делят также на магнитные и электромагнитные. Ведущая и ведомая полумуфты не содержат трущихся рабочих поверхностей, они разделены воздушным зазором, в который может быть введен также немагнитный экран. В последнем случае осуществляется передача движения внутрь изолированной полости без использования каких бы то ни было уплотнительных устройств. Наряду с основным назначением муфты выполняют предохранительные функции по моменту. Магнитные и гистерезисные муфты с полем от постоянных магнитов отличаются простотой и высокой степенью надежности. Отдельные конструкции магнитных муфт позволяют передавать вращение при температурах до 450 °С.

Принцип действия *синхронных магнитных муфт* основан на использовании сил взаимодействия магнитных потоков, образованных одним или двумя магнитами. Конструктивно эти муфты могут быть с осевым (рис. 17.21, *а*) и радиальным (рис. 17.21, *б*) воздушным зазором, с экраном *1* или без него. Если ведущая и ведомая полумуфты представляют собой магниты, то такие муфты называют активными; если магнитом является только одна из полумуфт — реактивными. На рис. 17.22, *а* показано положение магнитов активной муфты радиального действия при холостом ходе. Равнодействующая магнитных сил F проходит по радиусу, не создавая момента. При повороте внешней полумуфты на угол θ и наличии момента нагрузки на внутренней полумуфте (рис. 17.22, *б*) магнит-

ное поле действует в направлении наибольшей магнитной проводимости, стремясь к установлению равновесного положения. Равнодействующая может быть разложена на две составляющие — радиальную F_r и окружную F_t, создающую вращающий момент $M_в$. Максимальное значение $M_в$ достигнет при $\theta = \pi/2$ (рис. 17.22, *в*, кривая *1*), однако наличие реактивного момента в системах с явно

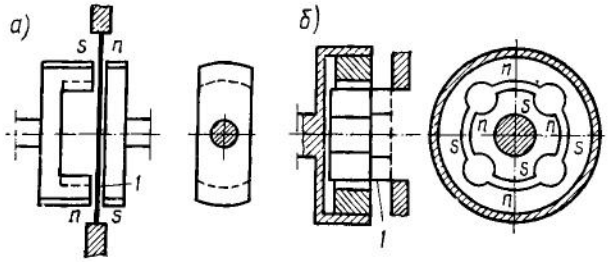


Рис. 17.21

выраженными полюсами (кривая *2*) приводит к смещению M_{max} в сторону углов $\theta < \pi/2$ (кривая *3*). Если к валу ведомого магнита приложить момент $M_в > M_{max}$, то ведомый магнит выйдет из синхронизма и произойдет срыв взаимодействия полумуфт.

На рис. 17.23 показан один из вариантов осевой реактивной синхронной муфты, передающей движение в герметически изоли-

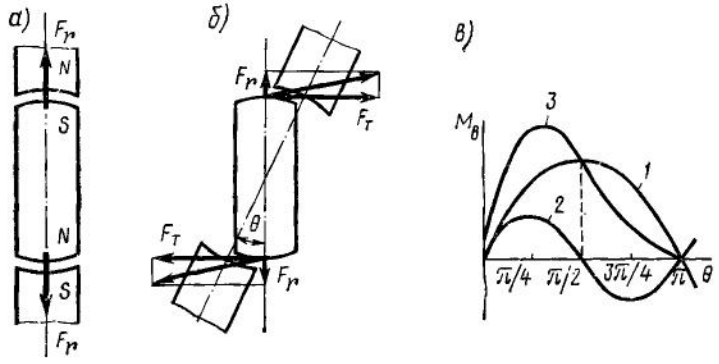


Рис. 17.22

рованную полость. Ведущая полумуфта *1* взаимодействует с ведомой *2* через экран *3*, изготовленный из немагнитного материала.

Принцип действия гистерезисных муфт основан на использовании магнитного гистерезиса, т. е. явления намагниченности ферромагнитного материала от внешнего магнитного поля при перемагничивании его вращающимся магнитным полем индуктора. Для повышения эффективности муфт применяют магнитно-твердые (гистерезисные) материалы, имеющие широкую петлю и, следовательно, большие потери на гистерезис. Индуктор представляет собой либо многополюсную систему с полюсами чередующейся полярности (магнитогистерезисные муфты), либо электромагнитную систему (гистерезисные муфты с электромагнитным возбуждением). Отличие таких муфт от синхронных гистерезисных двигателей состоит в том, что в муфтах вращающееся поле, необходимое для создания момента, образуется вращающейся ведущей полумуфтой, в то время как в двигателе вращение поля в статоре определяется переменным током питания. По расположению гистерезисного слоя муфты могут быть с радиальным (рис. 17.24, *а*) и осевым воздушным зазором (рис. 17.24, *б*). Определим момент, развиваемый гистерезисной муфтой, если индуктор выполнен в виде звездочки *. Частота перемагничивания гистерезисного слоя $f = p\omega_1/(2\pi)$, где p — число пар полюсов индуктора; ω_1 — угловая скорость ведущей полумуфты (индуктора).

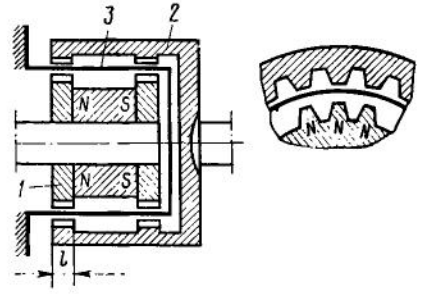


Рис. 17.23

Мощность (Вт), выделяемая в гистерезисном слое при перемагничивании, $P = P_г f V_г \cdot 10^6$, где $P_г$ — удельные потери на гистерезис за один цикл перемагничивания; $V_г$ — объем гистерезисного слоя, м³. Передаваемый момент (Н·м)

$$M_г = P P_г V_г \cdot 10^6/(2\pi).$$

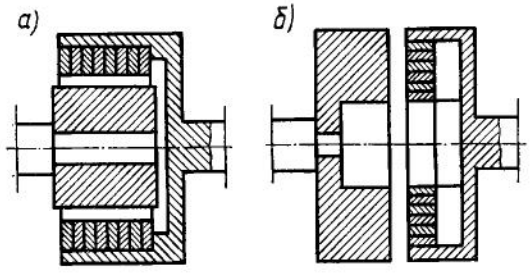


Рис. 17.24

Из выражения видно, что при $\omega_1 \neq \omega_2$, т. е. при скольжении, момент не зависит от скорости. В синхронном режиме ($\omega_1 = \omega_2$) $M_{гс} = CF_н\Phi_\delta \sin\theta$, где C — конструктивный фактор (постоянная величина); $F_н$ — намагничивающая сила индуктора; Φ_δ — магнитный поток в воздушном зазоре; θ — угол сдвига между осями полюсов индуктора и осями полюсов, наведенных в гистерезисном слое.

Если момент нагрузки становится больше момента при синхронном режиме $M_{гс}$, то муфта переходит в асинхронный режим с постоянным и не зависящим от скорости скольжения моментом $M_г$.

---

* См.: *Ганзбург Д. С.* Механизмы с магнитной связью. Л. Машиностроение, 1973.

В практических расчетах для соблюдения синхронизма должно соблюдаться условие

$$M = M_г/K_м,$$

где $K_м$ — перегрузочная способность муфты ($K_м > 1$).

Таким образом,

$$M = PP_гV_г \cdot 10^6/(2\pi K_м).$$

У электромагнитных гистерезисиых муфт характеристики во многом сходны с характеристиками порошковых муфт; из-за отсутствия порошка передаваемые гистерезисной муфтой угловые скорости ограничиваются лишь подшипниками и прочностью вращающихся деталей. Ресурс этих муфт выше, как и стабильность характеристик, но коэффициент усиления по мощности ниже, чем у порошковой муфты; больше габариты и момент инерции ведомой полумуфты. По сравнению с магнитными муфтами гистерезисные при одинаковых размерах могут передавать в несколько раз меньшие моменты в синхронном режиме.

Фрикционные электромагнитные муфты осуществляют передачу вращения от одного вала другому посредством сил трения между рабочими поверхностями ведомой и ведущей полумуфт. Сжатие поверхностей производится либо силой электромагнита, либо пружиной. В первом случае передаваемый момент можно регулировать параметрами цепи питания электромагнита. Достоинства фрикционных муфт: высокий коэффициент усиления мощности; мощность управления, не превышающая обычно 0,5...0,8 % от передаваемой; сравнительно малые габариты; высокое быстродействие — порядка 10...50 мс; широкий диапазон динамических характеристик при срабатывании; выполнение предохранительных функций при перегрузке; использование в качестве тормоза. Недостатки муфт: необходимость использования постоянного тока для питания электромагнита; разогрев рабочих поверхностей при частых срабатываниях, что влечет применение охлаждающей смазки, особенно в многодисковых муфтах; возникновение крутильных колебаний на некоторых режимах включения. Важным качеством, благодаря которому фрикционные муфты получили широкое распространение, является мягкость и плавность сцепления. Однако наличие переходного процесса, сопровождающегося пробуксовкой, вызывает искажение в передаче угла и времени момента включения. Основные элементы муфты (рис. 17.25): фрикционный элемент *3*; обмотка *1*, создающая магнитный поток; магнитопровод *2*, направляющий и формирующий этот поток в нужном направлении; якорь *4*. Момент, который муфта может передать, зависит от ее геометрических размеров и формы, а также коэффициента трения, числа пар трущихся поверхностей и силы, с которой электромагнит или пружина прижимает рабочие поверхности полумуфт. У многодисковой фрикционной муфты (рис. 17.26) левая полумуфта содержит электромагнит *2* и диски *4*, расположенные между магнитопроводом *1* и якорем *7* и соединенные с валом с помощью шлицев. Другая группа дисков *3*, *5*,

расположенных между дисками *4*, соединена с помощью шлицев с полумуфтой *6*. Обе группы имеют осевую подвижность, поэтому при поджатии якоря *7* к электромагниту образуется $n - 1$ фрикционных пар (n — общее число дисков). Для многодисковых муфт характерным является остаточный момент, который передается

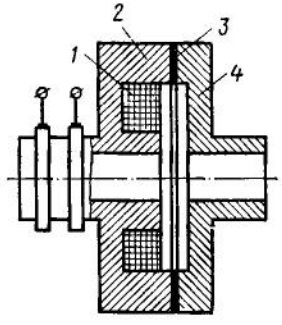


Рис. 17.25

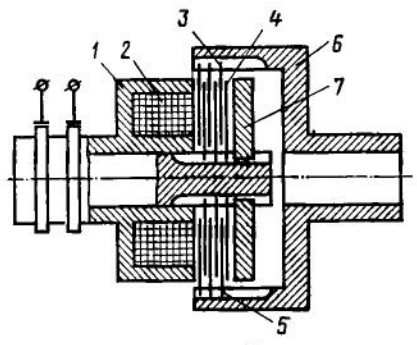


Рис. 17.26

через муфту при отключенном электромагните. Остаточный момент повышается с уменьшением плоскостности дисков и зазоров между дисками при отключенном электромагните. Большое количество дисков приводит к увеличению воздушного зазора между якорем и электромагнитом, т. е. увеличению магнитного сопротивления, поэтому повышение числа трущихся пар не сопровождается пропорциональным увеличением передаваемого момента.

Рассмотрим быстродействие и погрешности фрикционных муфт. На рис. 17.27, *а* показан график процесса сцепления реальной фрикционной муфты и безынерционной, время срабатывания которой предполагается равным нулю. В момент контакта t_0 рабочих поверхностей полумуфт в идеальном случае угловая скорость ω_1 ведущей полумуфты передается на ведомую мгновенно (ступенчатая характеристика *1*). Для реального механизма равенство $\omega_1 = \omega_2$ достигается за время захвата $t_з$ по некоторой зависимости *2*. Передача угла поворота $\varphi(t)$ для идеального механизма (рис. 17.27, *б*) происходит в момент t_0 по прямой *1'*, для реального — сначала по некоторой кривой *2'*, а далее, после полного сцепления, по прямой, параллельной *1'*. В результате появляется угловая погрешность $\Delta\varphi$. В приведенном ниже расчете динамические характеристики фрикционного узла рассматриваются с позиций кинетического коэффициента трения, который для фрикционных компонентов муфт имеет

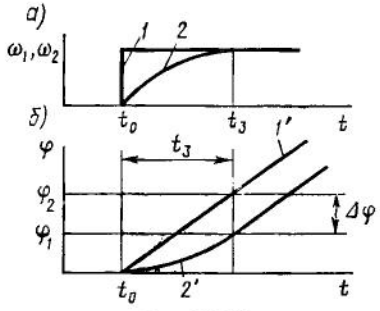


Рис. 17.27

существенное отличие от статического коэффициента. Учитывается только явление, связанное с взаимодействием трущихся поверхностей. В качестве примера выбрана простейшая геометрическая пара в виде двух плоских кольцевых поверхностей радиусами r_1 и r_2 (рис. 17.28, *а*). Полное уравнение движения ведомой полумуфты в общем случае

$$J\ddot{\varphi} + c\dot{\varphi} + k\varphi + M_т + M_н = M_ф,$$

где J и $M_т$ — момент инерции муфты и момент сухого трения, приведенные к ведомой полумуфте; $M_н$ — момент нагрузки; $M_ф$ — фрикционный момент; c, k — коэффициенты.

Считая, что вязкое трение отсутствует и в кинематической цепи не содержатся упругие элементы, принимаем $c = 0$, $k = 0$. Тогда

$$J\ddot{\varphi} + M_т + M_н = M_ф.$$

Можно принять, что во время переходного процесса $M_т$ и $M_н$ постоянны. Для упрощения обозначим $M_т + M_н = M_1$, тогда

$$J\ddot{\varphi} + M_1 - M_ф = 0.$$

Фрикционный момент одной пары трущихся кольцевых поверхностей (см. ч. 1, с. 65)

$$M_ф = 2fF_{пр}(r_2^3 - r_1^3)/[3(r_2^2 - r_1^2)],$$

где $F_{пр}$ — сила прижатия рабочих поверхностей полумуфт.

В рабочем цикле фрикционной пары относительная угловая скорость дисков изменяется от некоторого максимального значения φ_0 до нулевого при полном их сцеплении. При этом в действительности коэффициент трения не остается постоянным. В большинстве случаев коэффициент трения f с увеличением угловой скорости уменьшается (рис. 17.28, *б*) по зависимости, близкой к линейной, от некоторого его статического значения f_0: $f = f_0 - DV$, где $D = \mathrm{d}f/\mathrm{d}V$. Так как $V = \rho\dot{\varphi}$, то $f = f_0 - D\rho\dot{\varphi}$, где ρ — текущий радиус трущихся поверхностей. Определяем элементарный фрикционный момент от трения на элементарной кольцевой поверхности $\mathrm{d}A = 2\pi\rho\,\mathrm{d}\rho$, учитывая полученное выше выражение для кинетического коэффициента трения f. Удельное давление $p = F_{пр}/[\pi(r_2^2 - r_1^2)]$. Сила, действующая на поверхность, $\mathrm{d}F_{пр} = p\,\mathrm{d}A = p2\pi\rho\,\mathrm{d}\rho$. Отсюда соответствующая элементарная окружная сила $\mathrm{d}F_{пр} = 2\pi fp\rho\,\mathrm{d}\rho$.

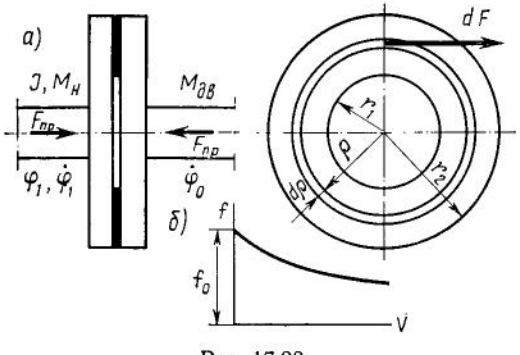


Рис. 17.28

Элементарный фрикционный момент

$$\mathrm{d}M_ф = \rho\,\mathrm{d}F_{пр} = 2\pi fp\rho^2\,\mathrm{d}\rho = 2\pi p(f_0 - D\rho\dot{\varphi})\rho^2\,\mathrm{d}\rho.$$

Интегрируя это выражение в пределах $r_1 \ldots r_2$ и учитывая выражение для p, получаем

$$M_ф = 2f_0F_{пр}(r_2^3 - r_1^3)/[3(r_2^2 - r_1^2)] - 0{,}5DF_{пр}\dot{\varphi}/r_2^2 + r_1^2).$$

Обозначим $2f_0F_{пр}(r_2^3 - r_1^3)/[3(r_2^2 - r_1^2)] = M_0'$ и $0{,}5\,DF_{пр}(r_2^2 + r_1^2) = m$. Тогда $M_ф = M_0' - m\dot{\varphi}$.

Теперь уравнение движения принимает вид $J\ddot{\varphi} + M_1 - M_0' + m\dot{\varphi} = 0$. Учитывая постоянство моментов M_1 и M_0', обозначим $M_1 - M_0' = M_0$, тогда $J\ddot{\varphi} + m\dot{\varphi} + M_0 = 0$, или $\ddot{\varphi} + m\dot{\varphi}/J + M_0/J = 0$. После интегрирования, принимая, что $t = 0$, $\dot{\varphi} = 0$, получаем

$$t = (J/m)\ln[M_0/(M_0 - m\dot{\varphi})]. \qquad (17.17)$$

Отсюда угловая скорость в процессе захвата

$$\dot{\varphi} = M_0(1 - e^{-tm/J})/m. \qquad (17.18)$$

Интегрируем полученное уравнение при условии $t = 0$ и $\varphi = 0$:

$$\varphi = M_0t/m + (JM_0/m^2)/(e^{-tm/J} - 1). \qquad (17.19)$$

Из выражений (17.17), (17.18), (17.19) можно определить угловую скорость, угол поворота и время пробуксовки в процессе захвата ведомой полумуфты. Полный захват произойдет в момент, когда скорости полумуфт равны. Отсюда время захвата

$$t_з = (J/m)\ln[M_0/(M_0 - m\dot{\varphi}_0)]. \qquad (17.20)$$

Угол поворота ведомой полумуфты в процессе захвата можно определить из выражения (17.20), приняв $t = t_з$:

$$\varphi_з = M_0t_з/m + (JM_0/m^2)(e^{-t_зm/J} - 1).$$

Глава 18

СТАБИЛИЗАТОРЫ (РЕГУЛЯТОРЫ) УГЛОВОЙ СКОРОСТИ

§ 18.1. Способы стабилизации угловой скорости

Под стабилизацией угловой скорости подразумевается поддерживание в заданных пределах угловой скорости валика какого-либо механизма. Точность стабилизации угловой скорости принято определять относительным отклонением (часто называемым неравномерностью или степенью неравномерности средней угловой скорости (рис. 18.1) от заданной номинальной $\omega_н$: $\delta\omega_н = \Delta\omega_н/\omega_н$, где $\Delta\omega_н$ — отклонение угловой скорости от номинальной. Иногда на первое место выдвигается требование поддержания заданной плавности вращения, которая оценивается неравномерностью изменения за

один цикл T действительной угловой скорости ω относительно средней $\omega_{ср}$: $\delta\omega_{ср} = \Delta\omega_{ср}/\omega_{ср}$. При установлении плавности вращения отклонение средней угловой скорости от номинальной не учитывают. В зависимости от назначения механизма необходимо стабилизировать (регулировать) либо среднюю угловую скорость за некоторый отрезок времени, либо мгновенную, допуская постепенное, медленное изменение средней угловой скорости, либо и среднюю и мгновенную угловую скорости. Так, например, приводы диаграммной ленты (бумаги) регистрирующих приборов должны обеспечивать заданную среднюю скорость движения ленты, мгновенная же скорость может существенно изменяться, иногда даже допускается прерывистое движение ленты. Прерывистое движение пленки при соблюдении заданной средней скорости должны осуществлять лентопротяжные механизмы киносъемочных аппаратов и кинопроекторов. Приводы магнитофонов и лентопротяжные механизмы некоторых быстродействующих регистрирующих устройств должны, наоборот, поддерживать высокую плавность движения ленты при менее жестких требованиях к стабильности средней скорости. Кроме обеспечения стабильной скорости во многих случаях лентопротяжные механизмы (например, магнитофоны, киноаппараты) должны иметь малое время разгона ленты до момента включения механизма до достижения заданной скорости (а иногда также и быструю остановку механизма после выключения). Причина неравномерности вращения — ускорений и замедлений привода — неравенство движущих моментов, создаваемых двигателем, и моментов сил сопротивления. Регуляторы скорости (частоты вращения) должны создавать равенство этих моментов. Поддержание равномерности вращения в любой момент движения, даже при резких изменениях значений моментов, может быть осуществлено с помощью электронных устройств, при этом достигается высокая равномерность и плавность движения. Но электронные устройства относительно сложны и в механизмах приборов обычно применяют более простые стабилизаторы скорости. Чаще всего равномерность вращения поддерживают применением: *синхронных двигателей*, обеспечивающих автоматическое

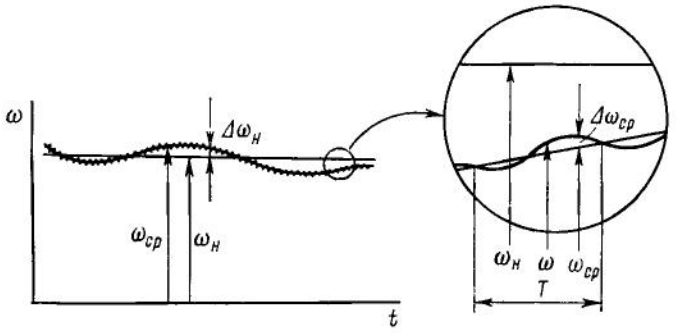


Рис. 18.1

соответствие движущего момента и момента сил сопротивления. Стабильность угловой скорости соответствует стабильности частоты напряжения, питающего двигатель; *асинхронных двигателей* с жесткой характеристикой, работающих с большим запасом мощности, т. е. в режиме, близком к холостому ходу. Поэтому они вращаются с угловой скоростью, близкой к синхронной; *центробежных контактных регуляторов*, обеспечивающих при отклонении угловой скорости от заданной включение или выключение дополнительного сопротивления в цепи питания двигателя (рис. 18.2). Это дает ступенчатое изменение движущего момента и поддерживает среднюю угловую скорость с колебаниями относительно заданной. Настройка угловой скорости определяется натяжением пружины контактного устройства; *тормозных регуляторов-моделераторов*, поглощающих избыток движущего момента над моментом сопротивления. Этот способ стабилизации особенно пригоден для переносных приборов с пружинными двигателями.

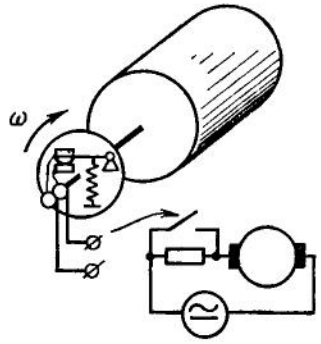


Рис. 18.2

§ 18.2. Тормозные регуляторы

На рис. 18.3 изображена примерная схема привода лентопротяжного механизма с пружинным двигателем и тормозным регулятором. Пружинный двигатель *1* через редуктор *2* вращает ведущий ленту валик *3*. Заданная угловая скорость ведущего валика поддерживается тормозным регулятором *5*, соединенным с ведущим валиком передачей *4*. По мере работы привода момент, развиваемый двигателем, падает. Момент сопротивления — суммарный момент всех сил сопротивления движению ленты, приведенных к ведущему валику, обычно тоже изменяется, увеличиваясь или уменьшаясь в каких-то пределах (возрастает с увеличением угловой скорости привода, падает с уменьшением вязкости смазки при нагреве механизма и т. д.). На рис. 18.4, *а* показан график изменения при работе привода момента двигателя $M_д$ и момента сопротивления $M_с$, приведенных к ведущему валику. Разность этих моментов и есть момент $M_р$, поглощаемый тормозным регулятором на ведущем валике или, иначе, тормозной момент регулятора, приведенный к веду-

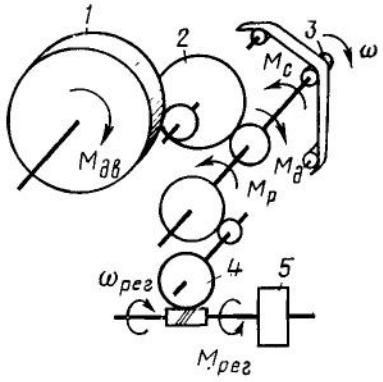


Рис. 18.3

щему валику. Приводя моменты $M_{дв}$ двигателя и $M_{рег}$ регулятора к ведущему валику, нужно учитывать не только передаточные отношения, но и к. п. д. соответствующих частей механизма привода. Приведенный момент двигателя $M_д = M_{дв} i_{д\text{-}в} \eta_{д\text{-}в}$; приведенный момент регулятора $M_р = M_{рег}/(i_{в\text{-}р}\eta_{в\text{-}р})$, где $i_{д\text{-}в} = \omega_{дв}/\omega$ и $i_{в\text{-}р} = \omega/\omega_{рег}$ — передаточные отношения соответственно от двигателя к ведущему валику и от ведущего валика к регулятору; $\eta_{д\text{-}в}$ и $\eta_{в\text{-}р}$ — коэффициенты полезного действия элементов передачи от двигателя к ведущему валику и от ведущего валика к регулятору. Регулирующее действие тормозного регулятора основано на том, что поглощаемый им момент растет с увеличением угловой скорости. На рис. 18.4, *б* показана приведенная к ведущему валику характеристика тормозного регулятора — зависимость момента от частоты вращения. Сопоставление графика изменения моментов и приведенной характеристики регулятора дает возможность найти угловую скорость ведущего валика. Наибольший $M_{р\,max}$ и наименьший

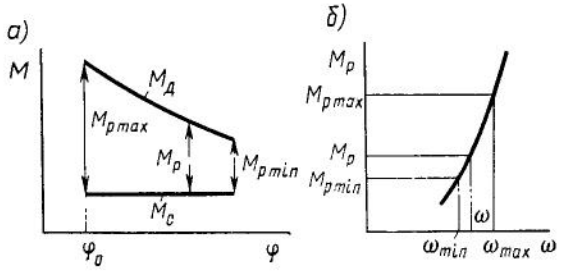


Рис. 18.4

$M_{р\,min}$ моменты регулятора определяют наибольшую ω_{max} и наименьшую ω_{min} угловые скорости, и чем круче характеристика регулятора, тем меньше разница между этими частотами вращения и тем, следовательно, меньше неравномерность частоты вращения ведущего валика. Проектируя привод по заданной неравномерности движения, подбирают регулятор с необходимой крутизной характеристики, а двигатель рассчитывают так, чтобы его приведенный момент $M_д$ был всегда больше момента сопротивления $M_с$. При этом следует иметь в виду, что в реальных условиях изготовления и работы деталей механизма возможны существенные отклонения моментов двигателя и сопротивления от номинальных расчетных значений. Эти отклонения (допуски) можно определить как $\Delta M_д = \pm\varphi M_д$ и $\Delta M_с = \pm\psi M_с$. При предварительном подборе параметров элементов привода принимают $\varphi = \psi = 0{,}1...0{,}4$ (меньшие значения — для механизмов приводов, выполненных по простым схемам и при работе в небольшом интервале изменения температур, например в помещениях; бо́льшие значения — для более сложных схем приводов и при более широком, например климатическом, интервале изменения температур). С учетом допусков на моменты $M_д$ и $M_с$ графики изменения моментов при работе привода выглядят

примерно так, как показано на рис. 18.5, *а*. По найденным с помощью этих графиков $M_{р\,max}$ и $M_{р\,min}$ можно по характеристике регулятора определить неравномерность угловой скорости ведущего валика. Чем больше минимальный момент регулятора $M_{р\,min}$, а следовательно, и момент двигателя $M_д$ по сравнению с моментом сопротивления $M_с$, тем надежнее и с меньшей неравномерностью работает привод. Однако большой момент двигателя — это большие его габариты и масса, поэтому, рассматривая приведенный момент двигателя как $M_д = \xi M_с$, значение ξ берут в интервале 1,1...1,8. Больший момент двигателя приходится назначать лишь в случае необходимости быстрого разгона привода. Если время разгона механизма ограничено значением $[t_{разг}]$, то минимально необходимый для этого момент двигателя определяется из условия разгона (см. § 19.5). При подборе или проектировании регулятора следует также учитывать возможные отклонения характеристики регулятора от номинальной (рис. 18.5, *б*). Эти отклонения обусловли-

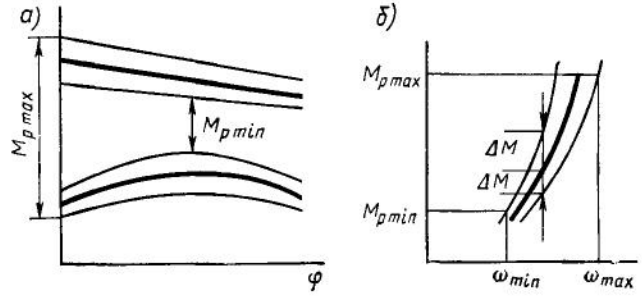


Рис. 18.5

ваются главным образом изменениями тормозного момента регулятора вследствие изменения, например, коэффициента трения из-за изменения состояния атмосферы, при загрязнении механизма регулятора, в связи с износом его элементов и т. д. Поэтому целесообразно определять ω_{max} и ω_{min} не по номинальной характеристике регулятора, а с учетом возможного ее смещения. В предварительных приближенных расчетах можно принимать $\Delta M/M = \Delta f/f$, где Δf — вероятное отклонение коэффициента трения от номинального, появляющееся в процессе изготовления и при эксплуатации приборов.

Тормозные регуляторы с трением вращающегося элемента регулятора о твердое тело получили наибольшее распространение, так как по сравнению с другими типами тормозных регуляторов (с трением о воздух, магнитоиндукционными, спусковыми и др.) позволяют получить большой тормозной момент при малых габаритах регулятора и сравнительно небольшой частоте вращения его оси.

Центробежные тормозные регуляторы. Центробежные тормозные регуляторы с трением между твердыми телами имеют две конструктивные разновидности: регуляторы радиального действия,

в которых взаимное давление под действием центробежной силы тел, трущихся друг о друга, направлено по радиусу перпендикулярно оси вращения, и регуляторы осевого действия, у которых эти силы давления направлены вдоль оси вращения регулятора. Схема одной из распространенных конструкций регулятора радиального действия показана на рис. 18.6, *а*. К буртику *1* на оси *2* регулятора прикреплены пружины *3* с тормозными грузиками *4*. При вращении оси пружины изгибаются, грузики расходятся и при некоторой угловой скорости, которую называют критической, прикасаются к поверхности неподвижного цилиндрического барабана *5*. При дальнейшем увеличении угловой скорости грузики центробежной силой $F = F_{кр}$ прижимаются к барабану, трутся о его поверхность и на оси регулятора возникает момент $M_{рег}$, пропорциональный квадрату угловой скорости $\omega_{рег}$ оси:

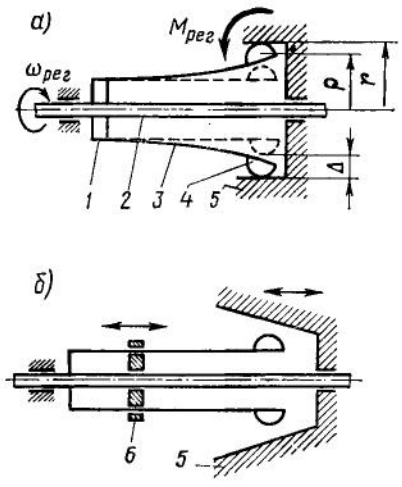


Рис. 18.6

$$M_{рег} = f\,(m\omega_{рег}^2 \rho - F_{кр})\,rz;$$
$$F_{кр} = k\Delta,$$

где $F_{кр}$ — центробежная сила грузика, при которой он, изгибая пружину, касается барабана; k — жесткость пружины; Δ — зазор между грузиком и барабаном при неподвижной оси регулятора, т. е. при ненагруженных пружинах; f — коэффициент трения между грузиками и поверхностью барабана; m — масса грузика; ρ — расстояние от оси до центра тяжести грузика, когда он касается барабана; r — радиус барабана; z — число грузиков.

Такие регуляторы имеют обычно небольшие габариты, при их конструировании выбирают r порядка 5...15 мм, длину пружин 5...50 мм. Число грузиков $z = 2$, значительно реже $z = 3$ и очень редко $z = 4$. Хотя с увеличением числа грузиков тормозной момент при тех же габаритах регулятора становится больше, конструкция получается сложнее в изготовлении и менее надежной в эксплуатации. Для получения достаточно больших тормозных моментов при малых размерах грузиков рабочие частоты вращения оси регулятора приходится выбирать относительно большими — 2500...12 000 мин$^{-1}$. Большие частоты обусловливают и большую крутизну характеристики, но при длительной работе регулятор может перегреться из-за плохой теплоотдачи при малых габаритах. Критическая угловая скорость, при которой начинает появляться тормозной момент, определяется из уравнения характеристики при $M_{рег} = 0$: $\omega_{рег.\,кр} = \sqrt{k\Delta/(m\rho)}$.

В механизмах с изменяющейся, настраивающейся частотой вращения ведущего валика регуляторы по описанной схеме выполняют так, чтобы можно было настраивать критическую угловую скорость регулятора. Для этого применяют два способа (рис. 18.6, *б*): 1) на оси устанавливают втулку *6*, ограничивающую рабочую, деформирующуюся длину пружин. Перемещение втулки ближе к грузикам увеличивает жесткость k пружин и тем самым увеличивает критическую угловую скорость регулятора; 2) барабан *5* делают не цилиндрическим, а коническим. Перемещение барабана вдоль оси изменяет зазор Δ, что вызывает изменение критической угловой скорости. Каждый из этих способов позволяет изменять критическую угловую скорость в три раза, а если надо, то и больше. Одновременное изменение рабочей длины пружин и значения зазора применяют реже, только когда необходим большой диапазон настройки критической частоты вращения.

Рассмотрим подробнее выбор параметров регулятора по заданной неравномерности. Для этого приведем момент регулятора к ведущему валику:

$$M_р = f\,[(m\omega^2/i_{в\text{-}р}^2)\,\rho - k\Delta]\,rz/(i_{в\text{-}р}\eta_{в\text{-}р})$$

и устаиовим по графику изменения моментов двигателя и сил сопротивления (см. рис. 18.4, *а* и 18.5), также приведенных к ведущему валику, наибольшее изменение приведенного момента регулятора:

$$\Delta M_р = M_{р\,max} - M_{р\,min};$$
$$\Delta M_р = fm\rho rz\,(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)/(i_{в\text{-}р}^3\,\eta_{в\text{-}с}) = fm\rho z 2\Delta\omega_{ср} 2\omega_{ср}/(i_{в\text{-}р}^3\,\eta_{в\text{-}р}).$$

Из этого равенства, считая, что $\omega_{ср} = \omega_и$, можно найти неравномерность вращения ведущего валика, обусловливаемую параметрами регулятора и передаточным отношением к регулятору от ведущего валика:

$$\delta\omega_н = \Delta\omega_н/\omega_н = \Delta M_р i_{в\text{-}р}^3\,\eta_{в\text{-}р}/(4\omega_н^2 fm\rho rz),$$

или, полагая $\rho \approx r$,

$$\delta\omega_н = \Delta M_р i_{в\text{-}р}^3\eta_{в\text{-}р}/(4\omega_н^2 fmzr^2).$$

Из этого выражения видио, что, желая повысить точность поддерживания номинальной угловой скорости ведущего валика, нужно выбирать бо́льшую угловую скорость регулятора, что соответствует малому зиачеиию передаточного отношения $i_{в\text{-}р} = \omega/\omega_{рег}$. Целесообразно увеличивать также диаметр барабана, массу грузиков регулятора и выбрать материалы грузиков и барабана с большим (конечно, стабильным) коэффициентом трения. Все это увеличивает крутизну характеристики регулятора и уменьшает неравномерность угловой скорости. Однако при этом неизбежно увеличение момента инерции привода и соответственно увеличение времени разгона его. Приведенный к ведущему валику момент инерции грузиков регулятора

$$J_р = mz\rho^2/i_{в\text{-}р}^2 \cong mzr^2/i_{в\text{-}р}^2.$$

Таким образом, желая улучшить стабилизацию частоты вращения привода, надо в первую очередь увеличивать частоту вращения оси регулятора. Как уже отмечалось, наибольшая допустимая частота вращения регулятора ограничивается допустимым нагревом барабана и грузиков. При малых габаритах частоты вращения регулятора редко принимают больше 1000...12 000 мин$^{-1}$. Кроме того, увеличение частоты вращения регулятора означает усложнение передачи к нему от ведущего валика, а это удорожает механизм и делает его менее надежным. Поэтому назначать большую частоту вращения регулятора следует только в тех случаях, когда это действительно необходимо для улучшения стабилизации привода. При проектировании привода можно найти необходимые параметры регулятора, если заданы неравномерность $\delta\omega_н$ и номинальная угловая скорость $\omega_н$ ведущего валика и известны наибольший $M_{р\,max}$ и наименьший $M_{р\,min}$ моменты регулятора, например из графика изменения моментов сопротивления и двигателя (см. рис. 18.4 и 18.5). Преобразуя формулу, связывающую неравномерность вращения ведущего валика с параметрами регулятора и передаточным отношением передачи к регулятору от ведущего валика, получаем

$$fmzr^2/(i^3_{в\text{-}р}\eta_{в\text{-}р}) = (M_{р\,max} - M_{р\,min})/(4\delta\omega_н\omega^2_н) = \Delta M_р/(4\delta\omega_н\omega^2_н).$$

Жесткость пружин и зазор между грузиками и барабаном

$$k\Delta = F_{кр} = m\omega^2_{рег.\,кр}\rho = m\rho\omega^2_{кр}/i^2_{в\text{-}р}.$$

Так как критическая угловая скорость ведущего валика обычно близка к номинальной, можно принять

$$k\Delta = m\rho\omega^2_н/i^2_{в\text{-}р}.$$

Не меньшее распространение, чем описанные, получили колодочные тормозные регуляторы радиального действия. Схема одной из разновидностей таких регуляторов показана на рис. 18.7, *а*. Тормозные колодки *1* могут поворачиваться на осях *2* диска *3*, закрепленного на оси *4* регулятора. Пружины *5* стягивают колодки и прижимают их к упорам *6*. При вращении оси регулятора с угловой скоростью, близкой к критической, центробежная сила F преодолевает начальную силу натяжения $F_{п0}$ пружин, прижимающих колодки к упорам *6*, колодки начинают расходиться и при критической угловой скорости касаются поверхности барабана *7*. При угловой скорости больше критической на оси регулятора появляется тормозной момент. Для получения формулы, связывающей тормозной момент с параметрами регулятора и угловой скоростью его оси, составим относительно оси *2* уравнения моментов, действующих на колодку. При $\omega_{рег} < \omega_{рег.\,кр}$ $Fc = F_п\,(l_1 + l_2)$ (рис. 18.7, *б*); при $\omega_{рег} \geqslant \omega_{рег.\,кр}$ $F = F_{п.\,кр}c = F_п a \pm fF_п b$ (рис. 18.7, *в*). Минус в последней формуле соответствует направлению вращения оси, при котором колодки затягиваются силами трения (рис. 18.7, *г*), плюс — противоположному направлению (рис. 18.7, *в*). Преобразуя эти уравнения, получаем:

$$F_{п.\,кр}c = F\,(l_1 + l_2);\ F_{п.\,кр} \cong F_{п0} + kz\Delta;$$
$$c\,(m\omega^2_{рег}\rho - F_{п.\,кр}) = F_п\,(a \pm fb) \text{ и } M_{рег} =$$
$$= 2fF_п r = (m\omega^2_{рег}\rho - F_{п.\,кр})\,2rc/(a/f \pm b),$$

где $F_{п.\,кр}$ — сила в пружинах при критической угловой скорости; $F_{п0}$ — начальная сила натяжения пружин; $F_п$ — сила давления колодки на барабан при угловой скорости больше критической; a, b, c, l_1, l_2 показаны на рис. 18.7, *б*; остальные величины такие же, как и для предыдущей конструкции регулятора (см. рис. 18.6).

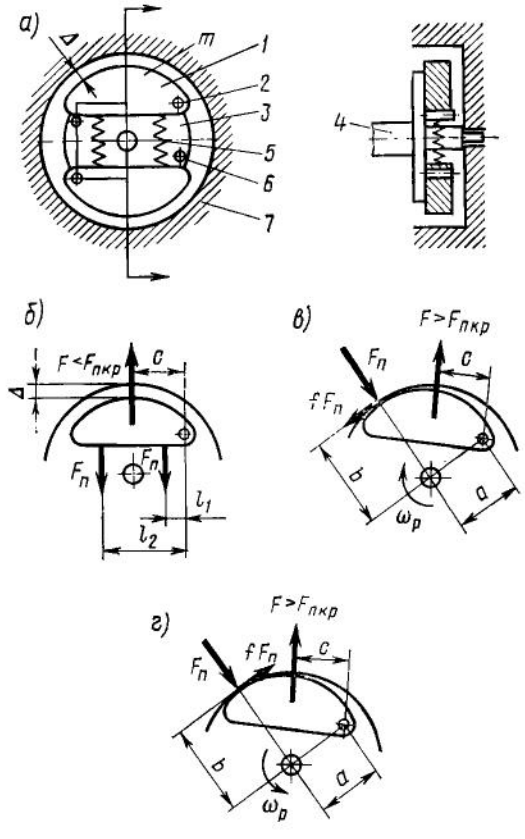


Рис. 18.7

В сравнении с ранее рассмотренной конструкцией колодочные тормозные регуляторы радиального действия имеют большие радиальные (r = 10...40 мм) и меньшие осевые размеры. При этом они могут обеспечить существенно бóльшие тормозные моменты при меньших частотах вращения оси регулятора (обычно диапазон рабочих частот вращения этих регуляторов 800...4000 мин$^{-1}$). При направлении вращения оси, приводящем к затягиванию колодок, могут быть получены весьма большие тормозные моменты, однако при этом тормозной момент может стать нестабильным, поэтому затягивание колодок используется редко и чаще применяется противоположное направление вращения. На рис. 18.8 показана схема варианта конструкции колодочного регулятора, отличающегося тем, что колодки стягиваются не винтовыми пружинами, а плоской пружиной *1*. Кроме того, на колодках укреплены фрикционные наладки *2*, обеспечивающие бóльшую стабильность тормозного момента.

Центробежные тормозные регуляторы осевого действия имеют два основных варианта конструктивных схем: с тормозным диском и тормозными рычагами. Две схемы регуляторов с тормозным диском показаны на рис. 18.9, *а*, *б*. К втулке *7*, закрепленной на оси регулятора, и к подвижному тормозному диску *1*, который может скользить на оси, шарнирно прикреплены тяги *6* с грузиками *m*. Пружина *4*, натяжение которой может устанавливаться гайкой *5*, прижимает диск *1* к упору *3* на оси регулятора. При вращении оси центробежная сила *F* каждого грузика через тяги передается диску, преодолевая силу $F_п$ начального натяжения пружины и сжимая ее дополнительно на величину Δ. Диск при критической частоте вращения оси перемещается к тормозному упору *2* на корпусе регулятора. При частоте вращения, большей критической, диск прижимается к тормозному упору с силой $F_пz$ и на оси регулятора возникает тормозной момент $M_{рег} = fF_пzr$, где $F_п = (F - F_{кр})/(2\operatorname{tg}\alpha)$ — сила, действующая на тормозной диск от центробежной силы *F* грузика (рис. 18.9, *а*). Значение центробежной силы $F_{кр}$ при критической частоте вращения оси можно выразить через силу пружины $F_{кр}/\operatorname{tg}\alpha =$

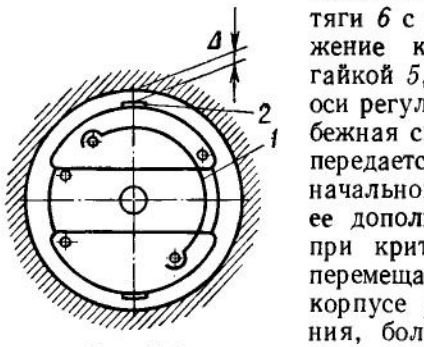


Рис. 18.8

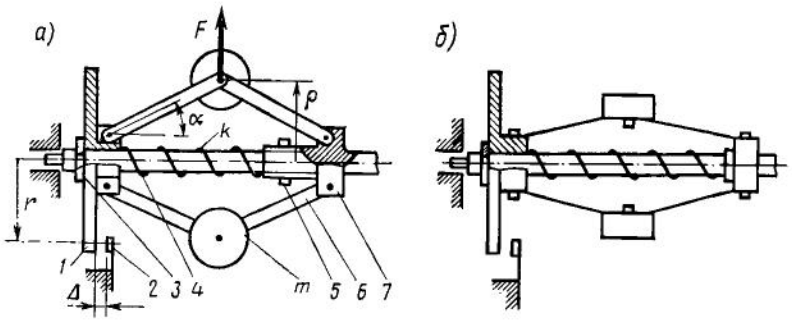


Рис. 18.9

$= 2(F_п + k\Delta)/z$. Учитывая это, получим тормозной момент регулятора в виде

$$M_{рег} = f[m\omega^2_{рег}\rho z/(2\operatorname{tg}\alpha) - F_п - k\Delta]r.$$

Регуляторы по этой схеме достаточно надежны и легко настраиваются на нужную критическую частоту вращения. Их обычно используют при малых рабочих скоростях, примерно равных 600... 800 мин$^{-1}$. Габариты их относительно велики: по оси — порядка 100 мм и по диаметру — 50 мм. Число *z* грузиков чаще всего 3, хотя встречаются и $z = 2$ и $z = 4$. Значительные силы в шарнирах тяг обусловливают заметный порог чувствительности, поэтому

бóльшее распространение получили конструкции, в которых тяги заменены лентами (плоскими пружинами) (рис. 18.9, *б*). При приближенном определении тормозного момента можно пользоваться полученной выше формулой, при более точном определении нужио в уравнении, связывающем силы *F* и $F_п$, учитывать жесткость плоских пружин. Получила распространение и такая конструкция, в которой винтовая пружина совсем отсутствует, а ее функции, так же как и функции тяг, выполняют плоские пружины. Рабочие частоты вращения таких регуляторов обычно лежат в диапазоне 800...2000 мин$^{-1}$. Они весьма надежны и легко настраиваются на нужную угловую скорость. При этом тормозные моменты не меньше, чем у колодочных регуляторов радиального действия, а характеристика регулятора — достаточно крута.

Схема тормозного регулятора осевого действия с тормозными рычагами показана на рис. 18.10. Тормозные рычаги *4* соединены с осью регулятора в шарнирах *3* и стянуты пружинами *5*. При вращении оси с критической угловой скоростью рычаги, растягивая пружины, поворачиваются и тормозные колодки *2* начинают касаться корпуса *1*. При угловой скорости больше критической колодки прижимаются к корпусу с силой $F_п$ и на оси регулятора появляется тормозной момент $M_{рег} = fF_пrz = 2fF_пr$ (в этих схемах число тормозных колодок $z = 2$). Так как $F_п = (F - F_{кр})c/a$, $F = m\omega^2_{рег}\rho$, $F_{кр} = (F_п + k\Delta b/a)b/c$ (рис. 18.10), то

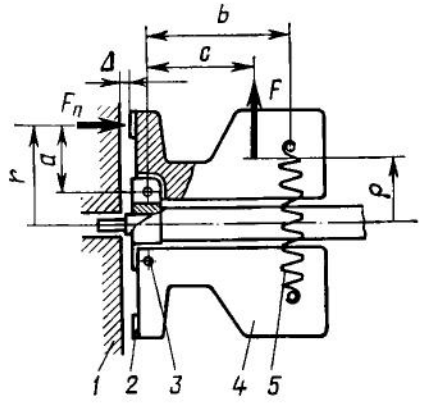


Рис. 18.10

$$M_{рег} = 2fz[m\omega^2_{рег}\rho - (F_п + k\Delta b/a)]c/a.$$

Эти регуляторы имеют обычно малые габариты (диаметр ~25 мм, длина 45 мм) и обеспечивают большие моменты при малых угловых скоростях (порядка 400...500 рад/с). Вместе с тем в конструкциях, в которых критическая частота вращения настраивается изменением значения Δ, рабочие частоты вращения могут доходить до 10 000 мин$^{-1}$.

Инерционные тормозные регуляторы. Инерционные тормозные регуляторы применяют в приводах, в которых нужно иметь плавную настройку угловой скорости в широком диапазоне. На рис. 18.11 дана схема одной из конструкций инерционных регуляторов. Отогнутый конец оси *1* регулятора входит в паз коромысла-анкера *2*. При вращении оси регулятора ее отогнутый конец как кривошип качает анкер на его оси *3*. Трение между анкером и отогнутой осью регулятора создает тормозной момент регулятора. Перемещая ан-

кер вдоль оси, получаем изменение размаха его колебаний и соответственно изменение тормозного момента при неизменной угловой скорости регулятора. Эту настройку регулятора можно делать на ходу привода, что в ряде случаев весьма удобно.

Определим зависимость тормозного момента от угловой скорости $\omega_{рег}$ оси регулятора, радиуса r контакта отогнутой части оси с пазом анкера, расстояния a между осями регулятора и анкера и момента инерции $J_а$ анкера относительно оси *3* (рис. 18.11, *а*). Найдем сначала угловую скорость $\omega_а$ анкера при отклонении кривошипа на угол α от начального вертикального положения:

$$\omega_а = \omega_{рег}\,(r/\rho)\cos\gamma.$$

Так как $\gamma = \alpha - \beta$, а $\cos(\alpha-\beta) = \sqrt{1-(a/\rho)^2\sin^2\alpha}$, то

$$\omega_а = \omega_{рег}\,(r/\rho)\sqrt{1-(a/\rho)^2\sin^2\alpha},$$

где ρ — расстояние от оси анкера до точки контакта анкера с осью регулятора. Примем упрощающее допущение $\rho \simeq a$ и $a \gg r$,

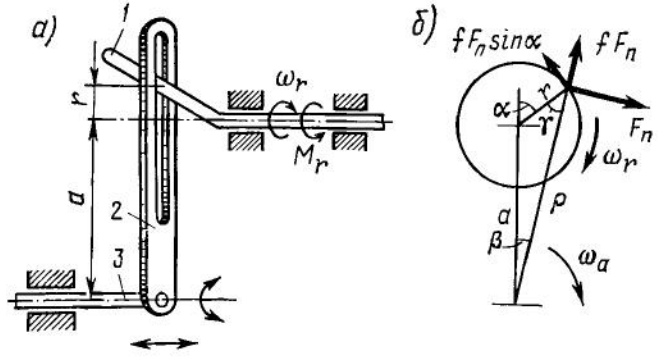


Рис. 18.11

тогда $\gamma \simeq \alpha$ и $\omega_а = \omega_{рег}\,(r/a)\cos\alpha$. Найдем теперь угловое ускорение анкера (так как нас интересует только абсолютное значение ускорения, то знак его не учитываем):

$$\varepsilon_а = d\omega_а/dt = (d\omega_а/d\alpha)\,\omega_{рег} = \omega_{рег}^2\,(r/a)\sin\alpha.$$

Сила F_n между осью регулятора и анкером (рис. 18.11, *б*)

$$F_n = J_а\varepsilon_а/\rho \cong J_а\varepsilon_а/a = J_а\omega_{рег}^2\,(r/a^2)\sin\alpha,$$

а сила трения fF_n, направленная вдоль анкера,

$$fF_n = fJ_а\omega_{рег}^2\,(r/a^2)\sin\alpha.$$

Тормозной момент на оси регулятора $M_{рег\,\alpha}$ подсчитываем как произведение составляющей силы трения, перпендикулярной кривошипу, на радиус r кривошипа, т. е.

$$M_{рег\,\alpha} = fF_n\sin\alpha r = fJ_а\omega_{рег}^2\,(r/a)^2\sin^2\alpha.$$

Среднее значение тормозного момента за оборот оси регулятора

$$M_{рег} = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} M_{рег\,\alpha}\,d\alpha = \frac{1}{2\pi}fJ_\alpha\omega_{рег}^2\left(\frac{r}{a}\right)^2\int_0^{2\pi}\sin^2\alpha\,d\alpha = \frac{fJ_а\omega_{рег}^2}{2}\left(\frac{r}{a}\right)^2.$$

Таким образом, как и в центробежных регуляторах, тормозной момент пропорционален квадрату частоты вращения оси. Инерционные регуляторы отличаются относительно большими габаритами. Диапазон рабочих частот вращения лежит в пределах 200... 8000 мин$^{-1}$. Недостатком рассмотренной схемы регулятора является большое изменение тормозного момента за половину оборота оси регулятора, ухудшающее плавность вращения ведущего валика привода. Плавность вращения ведущего валика может быть улучшена включением в передачу от ведущего валика к регулятору упругого элемента, например в виде винтовой пружины кручения.

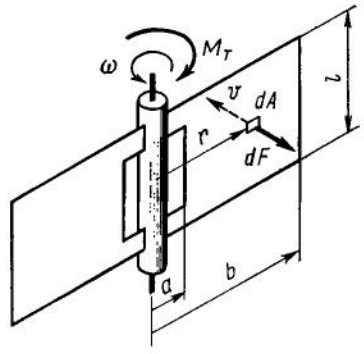


Рис. 18.12

Регуляторы с воздушным сопротивлением. Ось такого регулятора имеет пластинки — крылья (обычно две) (рис. 18.12), при вращении оси на ней возникает тормозной момент $M_{рег}$, зависящий от угловой скорости $\omega_{рег}$. Для расчета тормозного момента примем упрощенное выражение элементарной силы dF сопротивления воздуха движению элемента площади dA крыла со скоростью $v = \omega_{рег}r$ в виде

$$dF = kv^2\,dA = k\omega_{рег}^2r^2\,dA,$$

где k — коэффициент сопротивления, значение которого определяется плотностью воздуха, формой пластинки и ее положением в воздушном потоке. Тогда тормозной момент

$$M_{рег} = k\omega_{рег}^2\int_A r^3\,dA.$$

Из этой формулы видно, что основная часть тормозного момента создается той частью крыла, которая отстоит далеко от оси. Часть крыла, прилегающая к оси, практически не участвует в торможении. Поэтому крыло делают в форме прямоугольной пластинки, такой, например, как на рис. 18.12, или треугольной, как на рис. 18.13, *б*. В случае прямоугольного крыла тормозной момент

$$M_{рег} = 2k\omega_{рег}^2l\,(b^4-a^4) \cong 2k\omega_{рег}^2lb^4.$$

Коэффициент сопротивления k при нормальной плотности воздуха весьма мал. В предварительных приближенных расчетах можно принимать для прямоугольных крыльев $k = 1{,}4\cdot10^{-12}$ Н·с^2/мм^4. Ввиду этого тормозной момент регулятора с воздушным сопротивле-

нием также невелик. При одинаковых габаритных размерах и одинаковой угловой скорости тормозной момент центробежных регуляторов в среднем на несколько порядков больше тормозного момента регуляторов с воздушным сопротивлением. Это существенно ограничивает применение регуляторов с воздушным сопротивлением. Вместе с тем несомненными их достоинствами можно считать простоту устройства, высокую надежность и стабильность в работе. Изменения их характеристики обусловливаются главным образом изменением плотности воздуха (при изменении температуры и атмосферного давления). Поэтому такие регуляторы используют в механизмах длительного срока службы и при необходимости небольших тормозных моментов. Характеристика регуляторов с воздушным сопротивлением квадратичная как у центробежных, так и у инерционных регуляторов. Некоторым усложнением конструкции

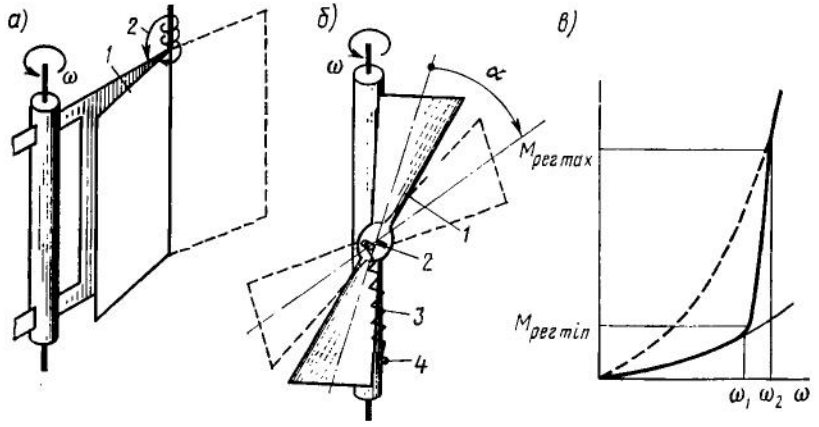


Рис. 18.13

можно получить увеличение крутизны характеристики в рабочем диапазоне изменения моментов. Для этого механизм регулятора делается таким, что при достижении определенной угловой скорости увеличивается либо рабочая площадь крыла (рис. 18.13, *а*), либо (при неизменной площади) расстояние от центра давления воздуха до оси регулятора (рис. 18.13, *б*). В регуляторе по первой конструктивной схеме крыло имеет подвижную часть *1*, которая удерживается в сложенном положении пружиной *2*. При достижении угловой скорости некоторого определенного значения ω_1 центробежная сила, преодолевая сопротивление пружины, раскрывает подвижное крыло. Во второй схеме механизма регулятора крыло *1* подвижно закрепляется на оси *2* и пружиной *3* удерживается прижатым к упору *4*. При увеличении угловой скорости с ω_1 до ω_2 центробежные силы, преодолевая сопротивление пружины, поворачивают крыло на некоторый угол α. На рис. 18.13, *в* тонкой сплошной линией показана характеристика рассматриваемых регуляторов при сложенных положениях крыльев, штриховой линией нанесена характеристика при развернутых крыльях, толстой линией показана характеристика с учетом поворота крыльев от сложенного положения при $\omega_{рег} \leqslant \omega_1$ до полностью развернутого при $\omega_{рег} \geqslant \omega_2$. Соответствующим подбором параметров элементов механизма регулятора можно получить желаемую крутизну переходной (от ω_1 до ω_2) части характеристики. При этом, разумеется, в переходной части характеристики должен укладываться диапазон изменения моментов регулятора от $M_{рег\,max}$ до $M_{рег\,min}$.

§ 18.3. Спусковые регуляторы

Особенность работы спусковых регуляторов угловой скорости, отличающая их от других типов регуляторов, состоит в том, что эти регуляторы стабилизируют лишь среднюю угловую скорость. Мгновенная же угловая скорость оси регулятора периодически изменяется в широких пределах — от наибольшего значения до нуля, некоторое время периода ось может даже двигаться в обратном направлении. Поэтому спусковые регуляторы не применяют там, где нужна плавность движения. Вместе с тем они могут обеспечивать высокую точность средней угловой скорости, надежны в работе и имеют стабильные характеристики, мало изменяющиеся в зависимости от окружающих условий и времени.

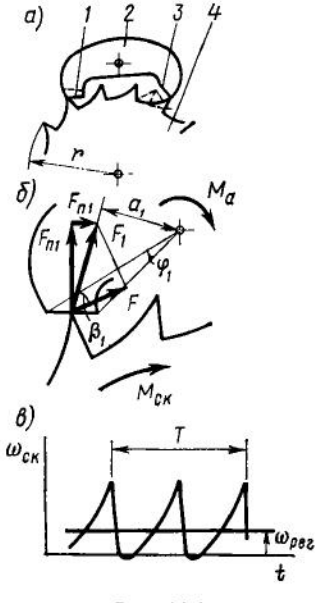


Рис. 18.14

Спусковые регуляторы делят на два типа: регуляторы *без собственного периода* колебаний и *с собственным периодом*. Схема спускового регулятора первого типа показана на рис. 18.14, *а*. Спусковое колесо *4*, закрепленное на оси регулятора, своими зубцами попеременно давит то на входную палету *1*, то на выходную палету *3* анкера *2*. Скользя зубом по входной палете, спусковое колесо разгоняется само и разгоняет анкер. Пройдя плоскость палеты, зуб колеса соскакивает с нее и некоторое, относительно небольшое, время колесо и анкер движутся независимо друг от друга, пока другой зуб колеса не ударится о движущуюся ему навстречу плоскость выходной палеты. При ударе происходит торможение и колеса, и анкера, после чего спусковое колесо снова начинает двигаться ускоренно, разгоняя теперь анкер в противоположном направлении. Соскочив затем с выходной палеты, спусковое колесо снова ударяется другим зубом о входную палету и после удара опять начнет поворачиваться, двигая анкер. Таким образом, разгоны и остановки анкера и спускового колеса периоди-

чески повторяют. На рис. 18.14, *в* показан примерный вид графика изменения угловой скорости спускового колеса $\omega_{ск}$; тут же приведена его средняя угловая скорость $\omega_{рег}$.

Момент $M_{с.к}$ на спусковом колесе — тормозной момент регулятора — также периодически изменяется, но в расчетах будем считать тормозным моментом регулятора среднее значение момента спускового колеса, идущего на разгон анкера. Определим связь между моментом на спусковом колесе, параметрами регулятора (радиусом r колеса, геометрией анкера, моментом инерции $J_а$ анкера) и угловой скоростью $\omega_{рег}$ регулятора (средней угловой скоростью спускового колеса). За один период T колебаний анкера спусковое колесо поворачивается на один зуб. При числе z зубцов спускового колеса оно сделает один оборот за время Tz, а средняя угловая скорость спускового колеса $\omega_{рег} = 2\pi/(Tz)$. В то же время, считая период колебаний анкера состоящим из времени t_1 разгона анкера при движении зуба спускового колеса по входной и t_2 — по выходной палете (пренебрегая временем свободного движения анкера и временем удара), имеем

$$T = t_1 + t_2 = \sqrt{2J\varphi_1/M_1} + \sqrt{2J\varphi_2/M_2},$$

где φ_1 и φ_2 — углы поворота анкера на входной и выходной палетах; M_1 и M_2 — средние значения разгоняющих анкер моментов на входной и выходной палетах. Так как (рис. 18.14, *б*) $M_1 = F_1a_1$, $M_2 = F_2a_2$, $M_{с.к} = Fr$, а $F_1 \cos\beta_1 = F$ и $F_2 \cos\beta_2 = F$, то

$$M_1 = M_{с.к}a_1/(r\cos\beta_1) \text{ и } M_2 = M_{с.к}a_2/(r\cos\beta_2).$$

Следовательно,

$$T = \sqrt{2Jr\varphi_1\cos\beta_1/(M_{с.к}a_1)} + \sqrt{2Jr\varphi_2\cos\beta_2/(M_{с.к}a_2)},$$

или

$$T^2 = (2Jr/M_{с.к})\left[\varphi_1\cos\beta_1/a_1 + 2\sqrt{\varphi_1\varphi_2\cos\beta_1\cos\beta_2/(a_1a_2)} + \varphi_2\cos\beta_2/a_2\right].$$

Заменив при приближенных расчетах φ_1 и φ_2, $\cos\beta_1$ и $\cos\beta_2$, a_1 и a_2 их средними значениями:

$$\varphi = (\varphi_1 + \varphi_2)/2;\ \cos\beta = (\cos\beta_1 + \cos\beta_2)/2 \text{ и } a = (a_1 + a_2)/2,$$

получим

$$T^2 = 8Jr\varphi\cos\beta/(M_{с\cdot к}a).$$

Сравнивая это выражение со значением квадрата периода анкера, из формулы для средней угловой скорости спускового колеса $T^2 = 4\pi^2/(\omega_{рег}^2 z^2)$ находим $M_{с.к} = M_{рег} = 2Jrz^2\varphi\cos\beta\omega_{рег}^2/(\pi^2 a)$ или, приводя к ведущему валику,

$$M_р = 2Jrz^2\varphi\cos\beta\omega^2/(\pi^2 i_{в\text{-}р}\eta_{в\text{-}р}a).$$

Следовательно, тормозной момент пропорционален квадрату угловой скорости вращения ведущего валика, как у центробежных и

инерционных регуляторов. Спусковые регуляторы рассмотренного типа нашли широкое применение в механизмах кратковременного действия и при сравнительно нежестких требованиях к точности, когда нужна относительно простая конструкция и стабильная и надежная работа регулятора: в различных реле времени, в затворах фотоаппаратов и т. п. Рекомендуемые значением основных параметров регулятора: $T = 0{,}01...0{,}1$ с, $J = (1...40)\ 10^{-4}$ г·см² (малые значения соответствуют малым значениям T), $z = 20...30$ (15...40), $\varphi_1 = \varphi_2 = 6...10°$, $r = 6...20$ мм. Число зубцов в угле γ обхвата зубцов анкером $z = 2{,}5...6{,}5$. Форма анкера: при $z = 15...24$ и $z_\gamma = 2{,}5...4{,}5$ — рис. 18.15, *а*, при $z = 30...40$ и $z_\gamma = 5{,}5...6{,}5$ — рис. 18.15, *б*.

Спусковые регуляторы с собственным периодом колебаний отличаются тем, что анкер (или так называемый «баланс») соединен с пружиной (чаще всего спиральной, реже винтовой или плоской) и представляет собой колебательную систему. Период колебаний T

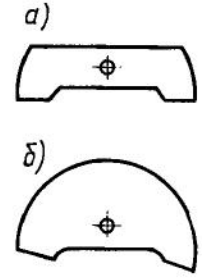


Рис. 18.15

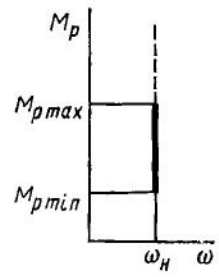


Рис. 18.16

ее мало зависит от момента, создаваемого спусковым колесом, и близок к периоду собственных колебаний системы баланс—пружина $T = 2\pi\sqrt{J/k}$, где J — момент инерции баланса, а k — жесткость пружины.

Спусковые регуляторы с собственным периодом колебаний делятся на *несвободные* и *свободные*. Последние отличаются более сложной конструкцией, но обеспечивают высокую точность поддержания средней угловой скорости спускового колеса. Характеристика свободного спускового регулятора представляет собой (рис. 18.16) вертикальную прямую, ограниченную наименьшим моментом регулятора $M_{p\,min}$, который еще может поддерживать колебания баланса, и наибольшим $M_{p\,max}$, при котором амплитуда колебаний баланса еще не достигает недопустимо больших значений. Наибольший момент может быть существенно увеличен применением в механизмах регуляторов так называемых стабилизаторов импульса. Описание устройства свободных и несвободных спусковых регуляторов и их расчет приведены в литературе *.

* См.: *Дроздов Ф. В.* Детали приборов. М., Оборонгиз, 1948, разд. V, с. 449 587.

Глава 19

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД

§ 19.1. Основные сведения

Для приборных устройств характерны электрические приводы (рис. 19.1), в которых источниками механической энергии являются электродвигатель *1* малой мощности и редуктор *2*. Их принято называть электромеханическими приводами (ЭПМ). Привод присоединяется к исполнительному устройству *3*.

В зависимости от характера ЭМП делят на две группы: нерегулируемые и регулируемые ЭМП. Первые из них иногда называют также силовыми, а вторые — управляемыми, следящими, исполнительными.

В *нерегулируемых ЭМП* характеристиками механического движения на выходе (скоростью или перемещением исполнительного органа, развиваемым моментом и т. п.) во включенном состоянии не управляют. Такие ЭМП характеризуют лишь продолжительностью работы двигателя, в зависимости от которой установлены три основных режима работы: длительный (ДР); кратковременный (КР) и повторно-кратковременный (ПКР). ЭМП длительного режима отличаются большой продолжительностью включенного состояния, редкими пусками и остановами, отсутствием реверсов или малой их частотой, большим ресурсом работы. В ЭМП кратковременного и повторно-кратковременного режимов двигатели имеют меньшую продолжительность рабочего состояния, их чаще включают, останавливают и реверсируют, они имеют меньший ресурс. Повторно-кратковременный режим характеризуется обычно относительной продолжительностью включения ε, которая представляет собой отношение продолжительности рабочего состояния $a_р$ к продолжительности цикла $t_ц$:

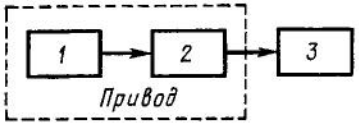


Рис. 19.1

$$\varepsilon = a_р/t_ц = a_р/(a_р + b_п),$$

где $b_п$ — длительность паузы.

Значения ε и $t_ц$ для двигателей повторно-кратковременного режима работы установлены нормативными документами.

Нерегулнруемый ЭМП применяют в регистрирующих измерительных прнборах, киносъемочной н кинопроекционной аппаратуре для перемещения киноленты; различных приборах самолетов, судов, беспилотных летательных аппаратов; кассовых аппаратах, электрифицированных пишущих машинах, электроинструментах, счетно-решающнх приборах и устройствах; бытовой технике (стнральные машины, полотеры, пылесосы, швейные машины, миксеры, электробритвы, магнитофоны, электрофоны и т. д.); периферийных устройствах вычнслнтельной техннкн [накопителях информации на магнитных лентах, дисках, барабанах; устройствах ввода информации с перфокарт, перфолент; устройствах вывода информации на те же носители; печатающих устройствах, графопостроителях; устройствах подготовки данных (перфораторах, контрольниках, сортировочных машинах)] и т. д. Нерегулируемый ЭМП обычно предназначен для преодоления постоянно действующей статической нагрузки, мало отличающейся от среднего значения, кратковременной динамической нагрузкн, что имеет место, например, при включении привода, а также для преодоления повторно-кратковременных статических и динамических нагрузок (например, в устройствах с дискретным характером функцнонирования, таких, как некоторые пернферийные устройства вычислительной техники). Особенностью нагрузки постоянно включенного нерегулируемого ЭМП является незначительное колебание ее среднего значения. К нерегулируемым приводам помимо общих требований предъявляют требования высокой экономичности, определенного запаса по перегрузкам, требования, касающиеся стабильности выходной скорости, иногда также времени переходных режимов н др.

В *регулируемом ЭМП* характеристиками механического движения на выходе управляют путем изменения продолжительности включенного состояння или напряжения пнтания двигателя. Такие приводы работают в повторно-кратковременных режимах с частыми пусками, остановами, реверсамн, со сравнительно быстрыми изменениями выходной скорости. Регулируемый ЭМП применяют в установках автоматического управления и регулирования в промышленности, энергетике, специальной технике (авиационной, ракетной, космической); автоматических измерительных приборах, основанных на компенсационном методе измерения; промышленных роботах и манипуляторах; следящих системах дистанционных передач, автоматических прицелах; радиолокационной технике для управления антеннами поиска и слежения за подвижными объектами и т. д. Регулируемый прнвод работает обычно в условиях непрерывных изменений нагрузки, частых пусков, остановов н реверсов, поэтому нагрузка имеет здесь преимущественно динамический характер.

Регулируемые ЭМП в сравнении с нерегулируемыми более насыщены аппаратурой управления: элементами управления, блокировки и сигнализации, датчиками угловой скорости и угла поворота (тахогенераторами, сельсинами, поворотными трансформаторами и пр.), элементами днстанционных передач, отсчетнымн механизмами и т. д. Основные требования к регулируемым ЭМП, в том чнсле следящим, — это малые инерционность, погрешность; широкая полоса пропускания частот, простота схемы регулирования, стабильность характеристик. Общими требованиями как к регулируемым, так и к нерегулируемым ЭМП являются малые масса, габариты, стоимость, высокая надежность.

§ 19.2. Выбор типа электродвигателя для ЭМП

Выбор двигателя для ЭМП заключается в подборе наиболее рационального типа (серии) двигателя и конкретного двигателя в намеченной серии в зависимости от требуемой мощности.

Выбору наиболее рационального типа двигателя при заданных требованиях к ЭМП необходимо уделять особое внимание, так как качество ЭМП во многом зависит от свойств электродвигателя.

При выборе типа двигателя учитывают следующие факторы: характер работы ЭМП (регулируемый и нерегулируемый ЭМП), его назначение; режим работы ЭМП (длительный, кратковременный, повторно-кратковременный) и его характеристики (продолжительность включенного состояния, частота пусков, остановов, реверсов); номинальное (среднее) значение нагрузки ЭМП, т. е. момента $M_{\text{н. ном}}$ ($M_{\text{н. ср}}$) или силы $F_{\text{н. ном}}$ ($F_{\text{н. ср}}$); номинальное (среднее) значение угловой $\omega_{\text{н. ном}}$ ($\omega_{\text{н. ср}}$) или линейной $v_{\text{н. ном}}$ ($v_{\text{н. ср}}$) скорости исполнительного органа ЭМП; характер изменения нагрузки (момента или силы): зависимость $M_{\text{н}}$ или $F_{\text{н}}$ от времени, скорости или перемещения исполнительного органа (рис. 19.2); максимальное значение нагрузки $M_{\text{н max}}$ ($F_{\text{н max}}$); максимальные значения скорости $\omega_{\text{н max}}$ ($v_{\text{н max}}$) и ускорения $\dot{\omega}_{\text{н max}}$ ($\dot{v}_{\text{н max}}$) исполнительного органа; нестабильность средней $\omega_{\text{н. ср}}$ ($v_{\text{н. ср}}$) или мгновенной $\omega_{\text{н}}$ ($v_{\text{н}}$) скорости исполнительного органа; момент инерции $J_{\text{н}}$ исполнительного органа; требования к механическим характеристикам; пусковые свойства; характеристику сети питания: род тока (постоянный или переменный), напряжение U, частоту f; требования к массе, габаритам, энергетическим показателям; изменение потребляемой мощности от нагрузки; условия эксплуатации: температуру, давление, влажность, запыленность, вибрационные и линейные механические перегрузки и т. п.; ресурс, надежность, стоимость, серийность ЭМП; плавность и бесшумность в работе; наличие радиопомех; простоту обслуживания и др.

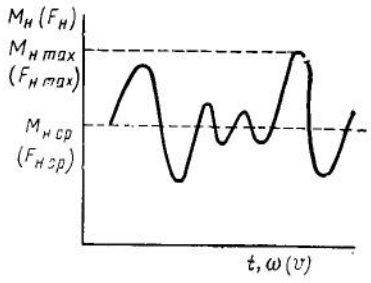


Рис. 19.2

При выборе регулируемых двигателей помимо перечисленных учитывают важные специфические факторы: линейность регулировочных и механических характеристик; диапазон изменения частоты вращения (диапазон регулирования); характеристики быстродействия (момент инерции ротора, значение пускового момента, электромеханическую постоянную времени); значения момента трогания и сигнала трогания; наличие самохода в отсутствие сигнала управления; мощность управления; вид передаточной функции; наличие внутреннего демпфирования в двигателе и т. д.

При выборе типа электродвигателя придерживаются следующих основных рекомендаций. Прежде всего двигатель необходимо использовать в тех ЭМП и при тех режимах работы, на которые он рассчитан: силовые — в нерегулируемых ЭМП, а управляемые — в регулируемых; недопустимо применение двигателя длительного режима работы в кратковременном или повторно-кратковременном, и наоборот. Необходимо иметь также в виду, что масса и габариты двигателей как переменного, так и постоянного тока при одинаковых мощностях уменьшаются с повышением номинальной частоты вращения; электромеханическая постоянная времени, от которой зависит быстродействие двигателя, выше у быстроходных двигателей, при недогрузке срок службы и надежность большинства типов двигателей повышаются. Учитывая в ряде случаев существенные преимущества двигателей постоянного тока в сравнении с двигателями переменного тока, желательно иногда рассматривать целесообразность применения первых (при отсутствии источника постоянного тока) при питании от сети переменного тока с помощью выпрямителей (особенно в маломощных управляемых ЭМП).

Дать общую методику выбора типа двигателей ЭМП для всех возможных случаев их применения не представляется возможным. В каждом конкретном случае необходимо решать этот вопрос с учетом всей совокупности факторов, влияющих на характеристику ЭМП, которые должны быть учтены в техническом задании на проектирование, а также ясно понимая свойства и возможности разных типов описанных выше двигателей.

§ 19.3. Приведение моментов сил и инерции в ЭМП

При изучении ЭМП необходимо учитывать движение всех его составных частей — собственно двигателя, элементов механической передачи и исполнительного органа. Для упрощения этой задачи сложную механическую систему, которой является ЭМП, заменяют так называемым элементом приведения, движущимся со скоростью той части ЭМП, на месте которой помещен (мысленно) элемент приведения. Представление ЭМП одним элементом приведения требует определения моментов или сил, действующих на него, а также его момента инерции, причем таким образом, чтобы сохранились динамические свойства исходной механической системы ЭМП, т. е. чтобы движение элемента механической системы, на месте которого мыслится элемент приведения, и движение последнего были идентичны. Элементом приведения может быть любой элемент ЭМП, но удобнее всего принимать в качестве него тот, движение которого изучают. При определении мощности двигателя ЭМП элементом приведения считают электродвигатель и именно к его валу приводят моменты сил и моменты инерции остальных элементов ЭМП.

Учитывая закон сохранения энергии, мощность P_1 на валу двигателя можно связать с мощностью P_k на k-м валу передачи ЭМП так (рис. 19.3, *а*):

$$P_1 = P_k/\eta_{1k}, \qquad (19.1)$$

где $\eta_{1k} = \eta_{\text{дв}k}$ — к. п. д. цепи передачи от двигателя до k-го вала.

С другой стороны,

$$P_1 = M_1\omega_1, \quad P_k = M_k\omega_k, \tag{19.2}$$

где M_k и M_1 — соответственно статический момент сопротивления (нагрузки) на k-м валу и момент, развиваемый двигателем; ω_k, ω_1 — угловые скорости k-го вала и двигателя соответственно.

Подставляя уравнение (19.2) в (19.1), получаем $M_1\omega_1\eta_{1k} = M_k\omega_k$, откуда

$$M_1 = M_k\omega_k/(\eta_{1k}\omega_1) = M_k/(\eta_{1k}i_{1k}).$$

Здесь i_{1k} — передаточное отношение от двигателя к k-му валу.

Двигатель развивает момент M_1, равный моменту сопротивления на его валу от действия статического момента нагрузки M_k на k-м

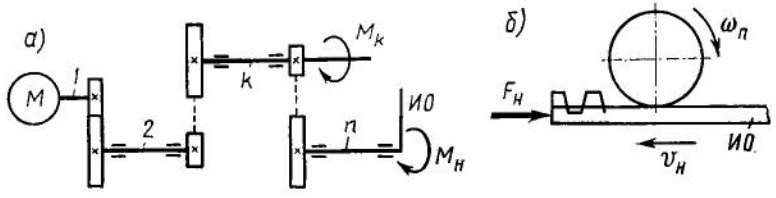


Рис. 19.3

валу передачи или, другими словами, равный приведенному к валу двигателя моменту нагрузки $M_{k\text{пр}}$, следовательно,

$$M_{k\,\text{пр}} = M_k/(\eta_{1k}i_{1k}).$$

Приведенный к валу двигателя статический момент нагрузки от исполнительного органа

$$M_{\text{н. пр}} = M_\text{н}/(\eta_\text{р}i_\text{р}), \tag{19.3}$$

где $\eta_\text{р}$ и $i_\text{р}$ — общие к. п. д. и передаточное отношение передачи (редуктора) соответственно.

При наличии нескольких независимых нагрузок в ЭМП, приложенных к разным валам передачи, приведение к валу двигателя выполняют по отдельным участкам передачи. Так, к примеру, в случае двух моментов нагрузок, приложенных к k-му и выходному n-му валам передачи (рис. 19.3, *а*), сначала необходимо определить нагрузку на k-м валу от момента $M_\text{н}$, т. е. $M_{(kn)\text{пр}} = M_\text{н}/(\eta_{kn}i_{kn})$, а затем уже приводить результирующий момент нагрузки $M_k + M_{kn(\text{пр})}$ на k-м валу от него к валу двигателя. После этого будем иметь

$$M_{\Sigma\,\text{пр}} = (M_k + M_{(kn)\,\text{пр}})/(\eta_{1k}i_{1k}).$$

Если известны к. п. д. отдельных элементарных передач для рассматриваемого участка ЭМП от двигателя до k-го вала, т. е. η_{12}, η_{23}, ..., $\eta_{(k-1)k}$, и их передаточные отношения i_{12}, i_{23}, ..., $i_{(k-1)k}$, то выражение приведенного момента нагрузки запишется в виде

$$M_{k\,\text{пр}} = M_k/(\eta_{12}\eta_{23}\ldots\eta_{(k-1)\,k}i_{12}i_{23}\ldots i_{(k-1)\,k}).$$

При поступательном движении k-го элемента передачи ЭМП со скоростью v_k и усилием сопротивления (нагрузки) на нем F_k справедливо равенство мощностей с учетом потерь

$$M_1\omega_1\eta_{1k} = F_kv_k$$

и, следовательно, приведенный момент нагрузки на валу двигателя

$$M_{k\,\text{пр}} = F_kv_k/(\eta_{1k}\omega_1) = F_k/(\eta_{1k}i^*_{1k}),$$

где $i^*_{1k} = \omega_1/v_k$ — передаточное отношение от двигателя к поступательно движущемуся k-му элементу ЭМП.

Приведенный к валу двигателя динамический момент нагрузки ЭМП

$$M_{\text{д. пр}} = J_\text{пр}\dot{\omega}, \tag{19.4}$$

где $\dot{\omega}$ — ускорение вала двигателя; $J_\text{пр}$ — приведенный к валу двигателя момент инерции ЭМП. Для определения $J_\text{пр}$ приравнивают кинетическую энергию элемента приведения запасу кинетической энергии всех движущихся элементов ЭМП, т. е.

$$J_\text{пр}\omega_1^2/2 = J_\text{р}\omega_1^2/2 + J_1\omega_1^2/2 + J_2\omega_2^2/2 + \ldots + J_n\omega_\text{и}^2/2 + J_\text{и}\omega_\text{и}^2/2, \tag{19.5}$$

где J_1, J_2, ..., J_n — моменты инерции элементов передачи ЭМП, связанных соответственно с валами *1*, *2*, ..., *n*; $J_\text{р}$ — момент инерции ротора двигателя; $J_\text{н}$ — момент инерции исполнительного органа. Разделив выражение (19.5) на $\omega_1^2/2$, получим

$$J_\text{пр} = J_\text{р} + J_1 + J_2/i_{12}^2 + \ldots + J_\text{к}/i_{1k}^2 + \ldots + (J_n + J_\text{н})/i_\text{р}^2, \tag{19.6}$$

где $i_\text{р} = i_{1n}$ — общее передаточное отношение передачи ЭМП.

Если какой-либо элемент массой m в ЭМП перемещается поступательно со скоростью v, то доля его момента инерции в $J_\text{пр}$ отражается членом mv^2/ω_1^2. Например, если поступательно движется исполнительный орган ЭМП (рис. 19.3, *б*), то

$$J_\text{пр} = J_\text{р} + J_1 + J_2/i_{12}^2 + \ldots + J_n/i_\text{р}^2 + m_\text{н}v_\text{н}^2/\omega_1^2.$$

Следует иметь в виду, что преобразование вращательного движения в поступательное может быть получено, как известно, с помощью разных передач. В одних случаях, когда их передаточное отношение постоянно (как в передаче зубчатое колесо — рейка; см. рис. 19.3, *б*), постоянен также и $J_\text{пр}$; в других случаях, например при использовании кулачковых, кривошипно-ползунных и прочих передач, передаточное отношение которых есть некоторая функция угловой скорости ведущего элемента, значение $J_\text{пр}$ изменяется во времени.

§ 19.4. Выбор электродвигателей для ЭМП по мощности

Определение мощности силового электродвигателя при постоянной статической нагрузке. Выбор двигателя по мощности заключается в установлении номинального значения его мощности $P_\text{ном}$, которое должно быть больше или по крайней мере равно расчет-

ному значению мощности на валу двигателя P. При постоянной статической нагрузке на исполнительном органе P определяется по формуле, аналогичной (19.1), но с учетом некоторого коэффициента запаса

$$P = \xi P_{\text{н. ном}}/\eta_{\text{р}}, \qquad (19.7)$$

где ξ — коэффициент запаса, учитывающий возможное изменение нагрузки и момента двигателя (например, из-за нестабильности напряжения питания, отклонения условий эксплуатации от нормальных и т. п.); $P_{\text{н. ном}}$ — номинальная мощность нагрузки на исполнительном органе; $\eta_{\text{р}}$ — к. п. д. передачи ЭМП.

При вращательном движении исполнительного органа

$$P = \xi M_{\text{н. ном}}\omega_{\text{н. ном}}/\eta_{\text{р}}, \qquad (19.8)$$

при поступательном

$$P = \xi F_{\text{н. ном}}v_{\text{н. ном}}/\eta_{\text{р}}, \qquad (19.9)$$

где статический момент $M_{\text{н. ном}}$ и сила $F_{\text{н.ном}}$ нагрузки, угловая $\omega_{\text{н. ном}}$ и линейная $v_{\text{н. ном}}$ скорости движения исполнительного элемента являются известными величинами, а ξ при отсутствии перегрузок и нормальных условиях эксплуатации принимают равным 1,05...1,1.

Значение к. п. д. $\eta_{\text{р}}$ в формулах (19.7)...(19.9) неизвестно и им при расчете необходимо предварительно задаваться. При этом можно руководствоваться следующими соображениями. К. п. д. зависит в первую очередь от значения общего передаточного отношения передачи ЭМП $i_{\text{р}}$ и ее состава, т. е. типа элементарных (одноступенчатых) передач. Поскольку угловая скорость у большинства типов электродвигателей при различных номинальных мощностях $P_{\text{ном}}$ изменяется не более чем в несколько раз, то $i_{\text{р}}$ может быть найдено довольно точно, практически с точностью до передаточного отношения одноступенчатой передачи, если принять его равным отношению средней угловой скорости двигателей выбранной серии к заданной угловой скорости $\omega_{\text{н. ном}}$ исполнительного органа. Следовательно, и к. п. д. $\eta_{\text{р}}$ передачи ЭМП может быть в первом приближении определено с точностью до к. п. д. одноступенчатой передачи. Тем не менее после выбора $P_{\text{ном}}$, а также номинальных значений момента двигателя $M_{\text{ном}}$ и его угловой скорости $\omega_{\text{ном}}$ необходимо выполнить предварительный кинематический расчет передачи ЭМП при

$$i_{\text{р}} = \omega_{\text{ном}}/\omega_{\text{н. ном}} \ (\text{или } i_{\text{р}} = \omega_{\text{ном}}/v_{\text{н. ном}}),$$

что позволит уточнить состав передачи и ее к. п. д., а затем провести проверочный расчет мощности двигателя по формулам (19.8) или (19.9).

Определение мощности силового электродвигателя при переменной статической нагрузке. Если нагрузка в ЭМП имеет сложный характер изменения во времени или в зависимости от скорости (см. рис. 19.2), то мощность двигателя также определяют по формулам (19.8) или (19.9), но в целях лучшего использования двигателя в эти формулы вместо номинального значения нагрузки $M_{\text{н. ном}}$ (или $F_{\text{н. ном}}$) подставляют ее среднее значение $M_{\text{н. ср}}$ ($F_{\text{н. ср}}$), а коэффициент ξ берут в диапазоне 1,1...1,6, причем тем больше, чем резче пики нагрузки.

После установления по расчетному значению мощности ее номинального значения $P_{\text{ном}}$ проверяют возможность двигателя кратковременно развивать максимальные моменты $M_{\max}$, исходя из условия

$$M_{\max} = \xi M_{\text{н}\max}/(\eta_{\text{р}}i_{\text{р}}) \leqslant \mu_{\text{д}}M_{\text{ном}},$$

где $\mu_{\text{д}}$ — коэффициент допустимой перегрузки, известный для выбранного типа двигателя. Например, для асинхронных двигателей $\mu_{\text{д}}$ принимают таким, чтобы гарантировать выполнение условия $M_{\max} < M_{\text{кр}}$, несоблюдение которого ведет к останову двигателя. Обычно у двигателей постоянного тока $\mu_{\text{д}}$ выше, чем у двигателей переменного тока, и достигает значений 3...4. Поэтому именно им и следует отдавать предпочтение при резких пиках нагрузки.

Определение мощности силового электродвигателя с учетом статической и динамической нагрузок. При проектировании нерегулируемых ЭМП, к которым предъявляют определенные требования в отношении динамических режимов, например режима разгона, необходимо кроме постоянно действующей статической нагрузки учитывать и динамическую нагрузку. Поскольку динамические нагрузки для таких ЭМП не часты и номинальным режимом их работы является режим действия статических нагрузок, то в подобных случаях минимально необходимая мощность двигателей должна определяться именно для номинального режима, т. е. по формулам (19.7)...(19.9). Но после установления $P_{\text{ном}}$ необходимо проверить способность двигателя преодолевать одновременно со статической также и динамическую нагрузку. Это выполняется проверкой условия

$$M_{\text{п}} > M_{\text{н. пр}} + M_{\text{д. пр}\max} = M_{\text{н. ном}}/(\eta_{\text{р}}i_{\text{р}}) + J_{\text{пр}}\dot{\omega}_{\max}.$$

Учитывая выражение (19.6), а также замечая, что $\dot{\omega}_{\max} = i_{\text{р}}\dot{\omega}_{\text{н}\max}$, где $\dot{\omega}_{\text{н}\max}$ — максимальное значение ускорения исполнительного органа, это условие запишем в таком виде:

$$M_{\text{п}} > M_{\text{н. ном}}/(\eta_{\text{р}}i_{\text{р}}) + (J_{\text{р}} + J_1 + J_2/i_{12}^2 + \ldots + (J_n + J_{\text{н}})/i_{\text{р}}^2]\, i_{\text{р}}\dot{\omega}_{\text{н}\max}. \qquad (19.10)$$

Характеристики $\eta_{\text{р}}$, $i_{\text{р}}$ и $J_{\text{пр}}$ могут быть определены в ходе расчета передачи, что же касается $\dot{\omega}_{\text{н}\max}$, то она неизвестна, поскольку в исходных данных на проектирование ЭМП в подобных случаях указывают лишь требования в отношении допустимого времени переходного процесса $t_{\text{п}}$. Поэтому непосредственная проверка условия (19.10) чаще всего оказывается невозможной и динамические свойства ЭМП, в том числе продолжительность переходного процесса, определяются при расчете ЭМП на быстродействие (см. § 19.5). Если расчетное значение $t_{\text{п}}$ окажется меньше

заданного, то следует выбрать двигатель с большим пусковым моментом или более мощный двигатель. В ходе решения рассматриваемой задачи на этапе расчета передачи ЭМП целесообразно разбивать общее передаточное отношение $i_р$ по ступеням таким образом, чтобы получить минимальное значение $J_{пр}$ и, следовательно, минимальный динамический момент нагрузки $M_{д.пр}$.

Определение мощности управляемого электродвигателя при постоянной статической и динамической нагрузках. В случае регулируемых ЭМП, в которых динамические нагрузки преодолеваются при номинальной скорости $\omega_{ном}$, номинальную мощность двигателя выбирают по условию $P_{ном} > P$, в котором расчетное значение необходимой мощности двигателя

$$P = (M_{н.\,пр} + M_{д.\,пр\,max})\,\omega_{max} = [M_{н.\,ном}/(\eta_р i_р) + J_{пр}\dot{\omega}_{max}]\,\omega_{max} = \\ = [M_{н.\,ном}/(\eta_р i_р) + J_{пр} i_р \dot{\omega}_{н\,max}]\,i_р \omega_{н\,max} = \\ = (M_{н.\,ном}/\eta_р + J_{пр} i_р^2 \dot{\omega}_{н\,max})\,\omega_{н\,max}, \qquad (19.11)$$

где ω_{max} и $\omega_{н\,max}$ — максимальные значения угловой скорости двигателя и исполнительного органа соответственно.

В этой формуле $\dot{\omega}_{н\,max}$ и $\omega_{н\,max}$, $M_{н.\,ном}$ — известные значения, которые должны быть приведены в техническом задании на проектирование ЭМП, а $J_{пр}$ — функция неизвестного передаточного отношения $i_р$. Чтобы ее применить, можно воспользоваться, как и ранее, тем обстоятельством, что у большинства серий двигателей при различных мощностях номинальные угловые скорости отличаются обычно всего лишь в несколько раз и, следовательно, во столько же раз отличаются и максимальные скорости ω_{max}. Тогда в первом приближении передаточное отношение $i'_р = (\omega_{max})_{ср}/\omega_{н\,max}$, где $(\omega_{max})_{ср}$ — среднее значение максимальных угловых скоростей двигателей выбранной серии при различных номинальных мощностях.

Распределив первое приближение $i'_р$ по ступеням и рассчитав передачу, можно определить первые приближения его к. п. д. $\eta'_р$ и приведенного момента инерции $J'_{пр}$. $J'_{пр}$ вычисляют по формуле (19.6), в которой $J_н$ — заданная величина, J_1, J_2, ..., J_n находят при расчете передачи, а $J_р$ берут средним для двигателей выбранной серии. По первым приближениям $i'_р$, $\eta'_р$ и $J'_{пр}$ и известным значениям $M_{н.ном}$ $\dot{\omega}_{н\,max}$ и $\omega_{н\,max}$ вычисляют P' и по нему подбирают двигатель.

Зная теперь конкретные его характеристики, следует проверить правильность этого выбора, рассчитав необходимую мощность по формуле (19.11) в том же порядке, как это делалось по первым приближениям неизвестных величин. Если мощность, рассчитанная в ходе проверочного расчета, окажется больше $P_{ном}$, то подбор двигателя корректируют.

При определении мощностей как управляемого, так и силового двигателя передаточные отношения между ступенями передачи нужно распределять так, чтобы получить минимальное значение $J_{пр}$.

§ 19.5. Расчет динамики ЭМП

При проектировании нерегулируемых ЭМП иногда требуется определить некоторые динамические характеристики, например, время разгона $t_р$ до номинальной скорости $\omega_{ном}$ при включении, время выбега $t_в$ при отключении и т. п. Для этого необходимо знать конкретные характеристики ЭМП; следовательно, подобные расчеты производятся только после выбора двигателя. Все динамические характеристики нерегулируемых ЭМП могут быть найдены решением дифференциального уравнения движения вала двигателя, общий вид которого при разгоне

$$J_{пр}\dot{\omega} = M(\omega) - M_{н.\,пр} = M(\omega) - M_н/(\eta_р i_р), \qquad (19.12)$$

где $\dot{\omega}$ — текущее угловое ускорение вала двигателя; $M(\omega)$ — зависимость момента двигателя от его угловой скорости. Момент нагрузки $M_н$ может быть постоянной величиной либо некоторой функцией, например времени, угла поворота или угловой скорости. Проинтегрировав уравнение (19.12) при различных начальных условиях, можно найти функции изменения скорости или угла поворота вала двигателя от времени соответственно $\omega = \omega(t)$ или $\varphi = \varphi(t)$ как при разгоне, так и при выбеге двигателя и по ним установить динамические характеристики. Рассмотрим конкретные примеры определения этих характеристик.

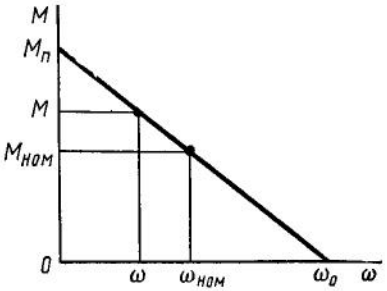


Рис. 19.4

Наиболее просто уравнение (19.12) решается, если $M(\omega)$ — линейная функция, как у некоторых двигателей постоянного тока (рис. 19.4), а момент нагрузки — постоянная величина. Из рис. 19.4 видно, что

$$(M_п - M_{ном})/\omega_{ном} = (M_п - M)/\omega,$$

откуда

$$M(\omega) = M = (M_п - M_{ном})\,\omega/\omega_{ном}. \qquad (19.13)$$

В номинальном (установившемся) режиме, когда $\dot{\omega} = 0$ и $\omega = \omega_{ном}$, двигатель развивает момент $M_{ном}$, равный приведенному моменту нагрузки: $M_{ном} = M_{н.ном}/(\eta_р i_р)$. Учитывая это обстоятельство и подставляя выражение (19.13) в уравнение (19.12), находим

$$T_{эм}\dot{\omega} + \omega = \omega_{ном},$$

где электромеханическая постоянная времени

$$T_{эм} = J_{пр}\omega_{ном}/(M_п - M_{ном}). \qquad (19.14)$$

Решение этого уравнения, как известно, имеет вид

$$\omega = \omega_{ном}(1 - e^{-t/T_{эм}}) \qquad (19.15)$$

и представляет собой функцию нарастания скорости во времени при разгоне двигателя. Запишем ее относительно t:

$$t = T_{эм} \ln[\omega_{ном}/(\omega_{ном} - \omega)]. \qquad (19.16)$$

Выражение (19.16) можно использовать для определения времени переходного процесса при разгоне до какой-либо фиксированной угловой скорости. Из него следует, что динамические свойства ЭМП определяет электромеханическая постоянная времени $T_{эм}$. Чем меньше $T_{эм}$, тем короче переходный процесс. Для уменьшения $T_{эм}$ следует стремиться, как это показывает формула (19.14), к снижению приведенного момента инерции ЭМП $J_{пр}$ и увеличению пускового момента $M_п$ двигателя. Из выражения (19.16) легко видеть также, что для достижения $\omega = \omega_{ном}$ теоретически требуется бесконечно большое время. На практике принято считать разгон законченным по достижении скорости ω, близкой к номинальной с точностью до нескольких процентов. В этом случае время переходного процесса $t_п$ составляет (3...5) $T_{эм}$. Например, при $t_п = 3\,T_{эм}$ скорость ω составляет около 95 % от номинальной, а при $t_п = 5\,T_{эм}$ — более 99 %. Физический смысл электромеханической постоянной времени ЭМП $T_{эм}$ в следующем: это время, в течение которого угловая скорость достигла бы своего номинального значения, если бы она нарастала не по экспоненциальному закону [см. уравнение (19.15)], а по линейному закону (рис. 19.5).

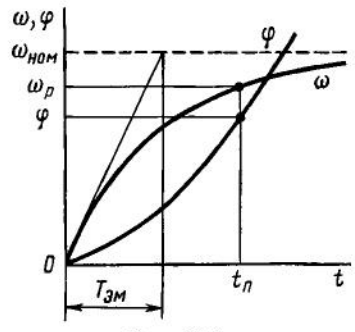


Рис. 19.5

В некоторых нерегулируемых ЭМП может представлять интерес время переходного процесса при разгоне в функции угла поворота исполнительного органа $\varphi_н$. Для определения этого времени необходимо проинтегрировать уравнение (19.15). Обозначив φ угол поворота вала двигателя, запишем уравнение (19.15) в виде

$$d\varphi = \omega_{ном}(1 - e^{-t/T_{эм}})\,dt.$$

Интегрируем его:

$$\varphi = \omega_{ном} t + T_{эм} e^{-t/T_{эм}} \omega_{ном} + c,$$

где c — постоянная интегрирования. Так как при $t = 0$ угол $\varphi = 0$, то $c = -\omega_{ном} T_{эм}$ и с учетом этого

$$\varphi = \omega_{ном}[t - T_{эм}(1 - e^{-t/T_{эм}})].$$

Учитывая, что $\varphi_н = \varphi/i_р$, окончательно получаем

$$\varphi_н = (\omega_{ном}/i_р)[t - T_{эм}(1 - e^{-t/T_{эм}})].$$

Эта функция (рис. 19.5) может быть использована для определения времени $t = t_п$, в течение которого угол $\varphi_н$ достигнет расчетного значения $\varphi_{нр}$, а $\omega = \omega_р$.

Решаем уравнение (19.12) относительно t для более общего случая, когда момент двигателя не есть линейная зависимость (например, в случае асинхронных двигателей), а момент нагрузки непостоянен и описывается некоторой функцией от ω, т. е. $M_н = M_н(\omega)$. Тогда

$$t_п = A \int_0^{\omega_р} d\omega / F(\omega),$$

где $A = i_р \eta_р J_{пр}$, а $F(\omega) = i_р \eta_р M(\omega) - M_н(\omega)$. Интеграл в этой формуле берется обычно приближенным графо-аналитическим методом. Приближенными графо-аналитическими методами определяют динамические характеристики ЭМП и в случае, когда момент нагрузки задан в виде функции времени $M_н = M_н(t)$.

Для описания динамики ЭМП во время выбега двигателя после его отключения в уравнение (19.12) необходимо подставлять $M(\omega) = 0$. Тогда

$$J_{пр}\dot{\omega} = -M_н/(i_р \eta_р). \qquad (19.17)$$

Часто при проектировании ЭМП в целях ограничения времени выбега исполнительного органа или угла его поворота применяют электромагнитную тормозную муфту, которая срабатывает после отключения двигателя. Если муфта располагается на входе передачи ЭМП, то движение вала двигателя на выбеге описывается уравнением (19.17), правую часть которого следует дополнить тормозным моментом $M_т$ муфты, т. е.

$$J_{пр}\dot{\omega} = -M_т - M_н/(\eta_р i_р), \qquad (19.18)$$

откуда интегрированием легко находится время выбега вала двигателя и исполнительного органа:

$$t_в = -\int_{\omega_{ном}}^{0} J_{пр}[M_т + M_н/(\eta_р i_р)]^{-1}\,d\omega =$$
$$= J_{пр}\omega_{ном}\eta_р i_р/(M_н + M_т \eta_р i_р). \qquad (19.19)$$

Скорость двигателя ω при выбеге изменяется по линейному закону, который получается также интегрированием уравнения (19.18):

$$\omega = \omega_{ном} - [M_т + M_н/(\eta_р i_р)]\,t/J_{пр}.$$

Интегрируя полученное выражение, находим закон изменения угла поворота вала двигателя:

$$\varphi = \omega_{ном} t - [M_т + M_н/(\eta_р i_р)]\,t^2/(2J_{пр}). \qquad (19.20)$$

Подставляя выражение (19.19) в (19.20), получим угол поворота

вала двигателя за время выбега:

$$\varphi_в = \omega^2_{ном} J_{пр} / \{2 [M_т + M_н/(\eta_р i_р)]\}. \quad (19.21)$$

Необходимые значения тормозного момента $M_т$, при которых время выбега или угол поворота исполнительного органа $\gamma = \varphi_в / i_р$ не превосходят допустимых значений ($t_{в.д}$, $\gamma_д$), находят соответственно из выражений (19.19) и (19.21):

$$M_т \geqslant J_{пр} \omega_{ном} / t_{в.д} - M_н/(\eta_р i_р);$$

$$M_т \geqslant J_{пр} \omega^2_{ном} / (2\gamma_д i_р) - M_н/(\eta_р i_р).$$

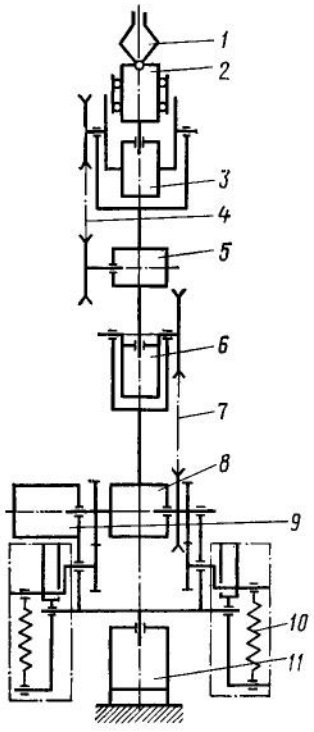


Рис. 19.6

Манипуляторы и промышленные роботы. В манипуляторах и промышленных роботах наиболее широко применяют приводы и элементы, рассмотренные в ч. 1 книги.

На рис. 19.6 представлена кинематическая схема манипулятора *, предназначенного для выполнения многих операций, связанных с захватом деталей, их перемещением в пространстве и установкой в определенном месте. Исполнительным органом является захват *1*. Движение элементов захвата обеспечивается так называемым модулем захвата *2*. Для поворота захвата вокруг оси применяют другой механизм — модуль ротации захвата *3*. Так как описываемый манипулятор по своим действиям аналогичен руке человека, то все его элементы называют так же, как и элементы руки. Поэтому следующий элемент — модуль качания «кисти» *5*. Он с помощью передачи гибкой связью *4* обеспечивает движение захвата, которое соответствует покачиванию кисти руки человека. Далее следует модуль поворота «предплечья» *6*. Предплечье также может получить движение качания через передачу *7* от модуля *8*. Затем идет модуль качания «плеча» *9* и модуль поворота «плеча» *11*. При работе манипулятора возникают различные вредные сопротивления, как статические, так и динамические, поэтому приходится применять механизм, компенсирующий эти сопротивления с помощью пружин *10*, — механизм уравновешивания. В связи с тем что манипулятор должен также иметь перемещение по вертикали, применяют различные механизмы вертикального перемещения.

* Разработан группой конструкторов под руководством чл.-кор. АН СССР Е. П. Попова.

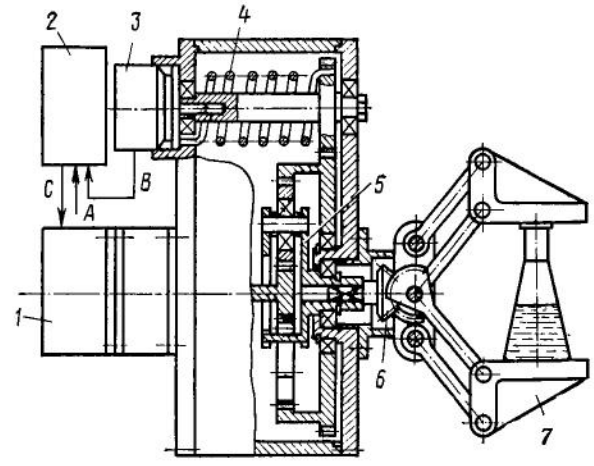


Рис. 19.7

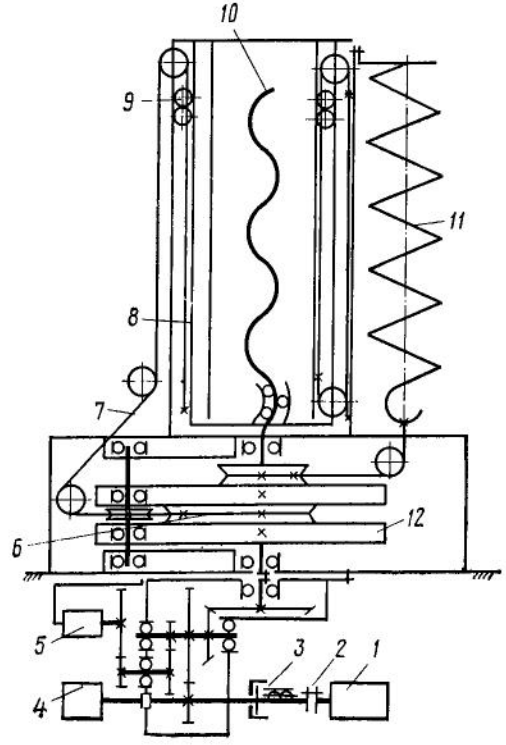


Рис. 19.8

На рис. 19.7 показана конструктивная схема модуля захвата манипулятора. Здесь исполнительный двигатель *1* с помощью привода *6* приводит в действие детали захвата *7*. Управление работой двигателя осуществляется специальной схемой, в которую

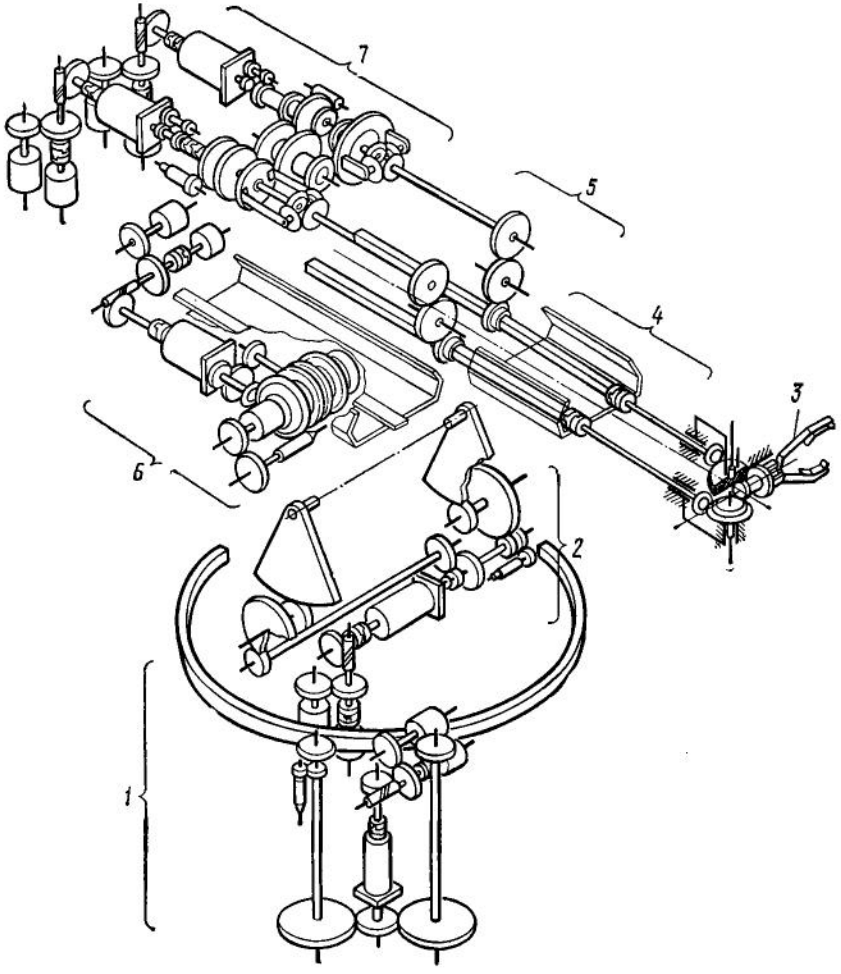


Рис. 19.9

входит блок *2* сравнения поступающих сигналов *A* и *B* и выработки управляющего сигнала *C*, идущего на двигатель *1*. Датчик обратной связи *3* вырабатывает сигнал, позволяющий создавать необходимое усилие сжатия захвата, как бы чувствовать схватываемый предмет. Измерительная пружина *4* воспринимает усилие сжатия, а планетарный редуктор *5* передает движение непосредственно приводу *6*.

Аналогично выполняются и другие модули манипулятора. В качестве механизмов, обеспечивающих перемещение манипулятора по вертикали, часто применяют телескопические механизмы. Кинематическая схема одного из них показана на рис. 19.8. Привод этого механизма состоит из электродвигателя *1*, тахогенератора *4*, вырабатывающего сигнал, зависящий от скорости движения, и потенциометра *5*, создающего сигнал, пропорциональный перемещению ведомого звена. Эти сигналы подаются в систему управления подъемом и опусканием манипулятора.

Движение от двигателя передается с помощью поводковой *2* и электромагнитной *3* фрикционных муфт. Привод необходим для поворота шкива *6*, на который наматывается трос *7*, прикрепленный к подвижной секции *8*. На этой секции закреплен собственно манипулятор. Для обеспечения плавности и точности перемещения секции *8* применены специальные шариковые направляющие *9* и шариковинтовая передача *10*. Пружины *11* служат для уравновешивания манипулятора при его вертикальном перемещении. Так как при работе механизма имеет место смещение точки приложения силы натяжения троса *7* и его закручивание, то возникает погрешность в уравновешивании и снижается надежность работы всего механизма. Поэтому применяется дополнительный кулачковый механизм *12*, позволяющий устранить закручивание троса и скомпенсировать погрешность уравновешивания.

На рис. 19.9 показана кинематическая схема промышленного робота (автоматического манипулятора) типа «Универсал-50М» [13]. Привод *1* обеспечивает движение манипулятора *4* вокруг вертикальной оси, привод *2* служит для поворота манипулятора в вертикальной плоскости. Поступательное движение захвата *3* обеспечивается приводом *6*, другие движения захвата осуществляются приводами *5*, *7* и др. Как видно из схемы манипулятора и робота, в их механизмах нашли широкое применение зубчатые цилиндрические, конические и червячные передачи, крестовые муфты, реечные зубчатые передачи, дифференциалы и другие типовые элементы приборных устройств.

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ

Измерительные преобразователи (ИП) служат для измерения и отработки сигнала об измеряемой величине в форме, удобной для снятия отсчета или передачи в исполнительный орган автоматической системы контроля или управления. Наиболее важными требованиями к измерительным преобразователям и приборам являются точность, чувствительность, быстродействие, надежность и др. Многие преобразователи содержат подвижные инерционные узлы, уравновешиваемые упругими элементами, и вместе образуют колебательные системы, собственные (свободные) колебания которых с относительно большим временем затухания препятствуют быстрой отработке сигнала об измеряемой величнне. Для уменьшения времени затухания в таких измерительных преобразователях применяют успокоители. Во многих измерительных преобразователях применяют потенциометры для последующего преобразования линейных или угловых перемещений в электрический сигнал. В связи с этим вначале рассматриваются принципы действия, основы расчета и конструирования успокоителей и потенциометров, а затем уже самих измерительных преобразователей.

Глава 20

УСПОКОИТЕЛИ

§ 20.1. Основные сведения

Успокоители (демпферы) служат для устранения вредных собственных колебаний подвижной системы прибора. Почти в каждом приборе (рис. 20.1) имеется подвижная система *1*, которая под влиянием различных причин может быть выведена из равновесия и войти в колебания относительно неподвижной части, например корпуса *2*. Колебания могут быть вызваны ударами, вибрациями, ускорениями; даже при резком изменении измеряемой величины могут возникнуть собственные колебания подвижной системы прибора. Эти колебания приводят к искажению показаний приборов, затрудняют пользование ими, могут вообще вывести прибор из строя.

Успокоитель создает в движущейся системе прибора сопротивление, на преодоление которого расходуется энергия колебаний системы. Благодаря этому колебания затухают — успокаиваются.

Уравнение движения подвижной системы прибора. Подвижную систему обычно представляют в виде колебательной системы, состоящей из массы m, упругого элемента с жесткостью k и успокоителя, характеризующегося коэффициентом успокоения c. Дифференциальное уравнение движения подвижной системы прибора

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \pm F_{тр} = F_{внеш}, \qquad (20.1)$$

где $\dot{x}$ — смещение массы относительно положения равновесия; $m\ddot{x}$ — инерционная сила; $c\dot{x}$ — сила успокоения; kx — сила упругости; $F_{тр}$ — сила сухого (постоянного) трения; $F_{внеш}$ — сила внешнего воздействия.

Силу $F_{тр}$ соответствующим подбором опор подвижной системы доводят до минимума, так как она снижает чувствительность прибора. Поэтому при решении уравнения (20.1) ею пренебрегают. Силу $F_{внеш}$ с помощью амортизаторов (см. гл. 28) можно значительно уменьшить или она вообще может отсутствовать. В связи с изложенным рассмотрим уравнение

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0. \qquad (20.2)$$

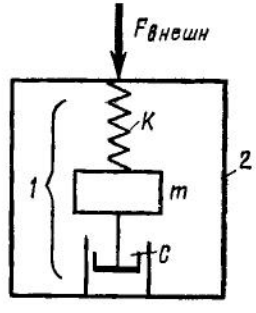


Рис. 20.1

В зависимости от значения успокаивающей силы решение уравнения (20.2) имеет различный вид. При очень слабой успокаивающей силе (практически при отсутствии успокоения, когда c можно принять равным нулю)

$$x = x_0 \sin \omega_0 t,$$

где $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ — частота собственных колебаний.

Наибольшее практическое значение имеет решение полного уравнения (20.2). Приведем его к более простому виду, разделив все члены на коэффициент при первом члене;

$$\ddot{x} + (c/m)\,\dot{x} + (k/m)\,x = 0.$$

Обозначим $c/m = 2\varepsilon$ и $k/m = \omega_0^2$. Тогда уравнение собственных колебаний подвижной системы

$$\ddot{x} + 2\varepsilon\dot{x} + \omega_0^2 x = 0, \qquad (20.3)$$

где ε — половина удельного коэффициента успокоения.

Решение уравнения:

$$x = e^{-\varepsilon t}\left(C_1 e^{t\sqrt{\varepsilon^2 - \omega_0^2}} + C_2 e^{-t\sqrt{\varepsilon^2 - \omega_0^2}}\right),$$

где C_1 и C_2 — постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий.

При анализе решения уравнения (20.3) рассмотрим три случая: $\varepsilon = \omega_0$ — критическое успокоение ($\varepsilon_{кр} = \omega_0$); $\varepsilon > \omega_0$ — лимитационное движение и $\varepsilon < \omega_0$ — колебательное движение.

Движение подвижной системы прибора с успокоением принято сравнивать с движением в режиме критического успокоения. Для удобства сравнения вводят степень успокоения

$$D = c/c_{кр} = \varepsilon/\varepsilon_{кр} = \varepsilon/\omega_0.$$

Степенью успокоения называют безразмерную величину, равную отношению коэффициента успокоения c подвижной системы прибора к коэффициенту успокоения $c_{кр}$, который имел бы место при режиме критического успокоения той же системы. В приборах в основном применяется режим со степенью успокоения меньше единицы. В этом случае ($D < 1$ или $\varepsilon < \omega_0$) решение уравнения (20.3) (рис. 20.2):

$$x = x_0 e^{-\varepsilon t} \sin(\theta t + \gamma), \qquad (20.4)$$

где $\theta = \sqrt{\omega_0^2 - \varepsilon^2}$ — частота собственных колебаний системы с успокоением; γ — сдвиг фазы или начальная фаза; x_0 — начальный размах колебаний.

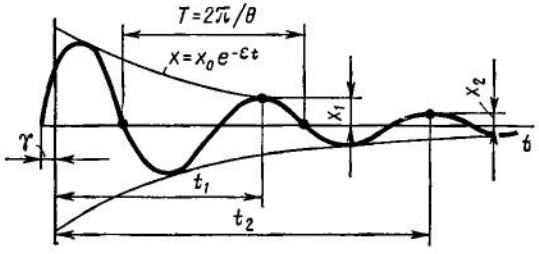


Рис. 20.2

Как видно из графика, свободные колебания затухают по закону экспоненты. Очевидно, что чем сильнее успокоение в системе, тем интенсивнее уменьшается размах колебаний, т. е. тем скорее «успокоится» система. Затухание колебаний можно характеризовать коэффициентом затуханий колебаний, или, как его еще называют, декрементом (убавлением) колебаний. Это отношение последующих размахов колебаний одного знака;

$$\Delta = x_i/x_{i+1}. \qquad (20.5)$$

В расчетах часто применяют логарифмический декремент колебаний

$$\Lambda = \ln \Delta = \ln(x_i/x_{i+1}). \qquad (20.6)$$

Связь декремента колебаний со степенью успокоения:

$$\Delta = x_i/x_{i+1} = e^{-\varepsilon t_i}/e^{-\varepsilon t_{i+1}} = e^{-\omega_0 D t_i}/e^{-\omega_0 D t_{i+1}} =$$
$$= e^{\omega_0 D (t_{i+1} - t_i)} = e^{\omega_0 D T} = e^{\omega_0 2\pi D/\sqrt{\omega_0^2 - \varepsilon^2}} = e^{2\pi D/\sqrt{1 - D^2}}.$$

Отсюда

$$\Lambda = 2\pi D/\sqrt{1 - D^2}. \qquad (20.7)$$

Виды сопротивлений, создаваемых успокоителями. В приборах наряду с рассмотренным случаем $F_{усп} = c\dot{x}$ (линейное успокоение) применяют успокоители с силой успокоения, пропорциональной второй (и более высокой) степени относительной скорости (например, аэродинамическое, или квадратичное, успокоение $F_{усп} = c\dot{x}^2$), пропорциональной отклонению системы от положения равновесия (магнитно-гистерезисное успокоение $F_{усп} = cx$) или просто сухое трение ($F_{усп} = -F \operatorname{sign} \dot{x}$). Из сравнения характеристик различных успокоителей (рис. 20.3) видны их преимущества и недостатки. Например, успокоитель сухого трения, как уже упоминалось, уменьшает чувствительность прибора. Квадратичный успокоитель при малых скоростях движения малоэффективен — создает слишком малую силу успокоения. Лишь линейный успокоитель одинаково хорошо работает как при малых, так и при больших скоростях.

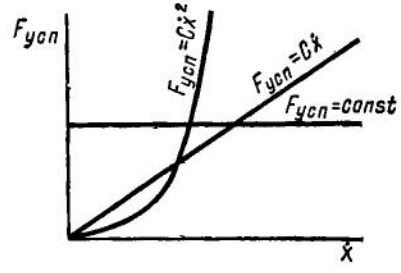


Рис. 20.3

§ 20.2. Расчет успокоителей

Так как введенное в систему успокоение не только гасит собственные колебания системы, но и влияет на ее частотные характеристики, то расчет успокоителя зависит от назначения и условий работы прибора. Это значит, что сначала в зависимости от предъявляемых требований надо определить необходимую степень успокоения для заданного прибора, а затем выбрать тип успокоителя и произвести расчет его основных параметров. В техническом задании на расчет прибора (или успокоителя) может быть указано, что успокоитель должен обеспечить необходимое затухание собственных колебаний системы в заданное время или вообще в самое минимальное время, обеспечить заданный коэффициент затухания колебаний (декремент колебаний), заданную амплитудную или фазовую погрешность прибора при исследовании колебательного процесса.

Определение необходимой степени успокоения. Допустим, что по техническим условиям требуется обеспечить такое затухание собственных колебаний подвижной системы прибора, при котором начальное отклонение системы x_0 должно уменьшиться до минимального x_{min} в течение заданного времени успокоения $t_{усп}$ (рис. 20.4). Иногда вместо $t_{усп}$ задано число колебаний системы a (число периодов T, в течение которых система должна успокоиться, обычно $a = 0{,}5;\ 1;\ 1{,}5$ и т. д.), т. е.

$$t_{усп} = aT = a2\pi/\theta = a2\pi/\sqrt{\omega_0^2 - \varepsilon^2} = a2\pi/(\omega_0\sqrt{1 - D^2}).$$

Так как практическое значение имеют только максимальные отклонения подвижной системы прибора, то для упрощения расчетов

применяем уравнение экспоненты, огибающей вершины кривой колебаний:

$$x = x_0 e^{-\varepsilon t}.$$

Тогда в соответствии с техническими условиями

$$x_{\min} = x_0 e^{-\varepsilon t_{\text{усп}}} = x_0 e^{-\varepsilon a T}$$

или, введя степень успокоения $D = \varepsilon/\omega_0$,

$$x_{\min} = x_0 e^{-\omega_0 D t_{\text{усп}}} = x_0 e^{-\omega_0 D a T}.$$

Из этого уравнения находим искомую степень успокоения:

$$D = -\ln(x_{\min}/x_0)/(\omega_0 t_{\text{усп}}) = -\ln(x_{\min}/x_0)/(\omega_0 a T).$$

Произведя преобразования, получаем

$$D = \frac{\ln(x_{\min}/x_0)}{\sqrt{\ln^2(x_{\min}/x_0) + 4\pi^2 a^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 4\pi^2 a^2/[\ln^2(x_{\min}/x_0)]}}. \quad (20.8)$$

Необходимо отметить, что при сравнительно больших степенях успокоения ($D > 0{,}7$) подвижная система прибора делает не более одного полуколебания.

Выбор типа успокоителя. Считая степень успокоения заданной, решаем вторую часть задачи — расчет собственно успокоителя. Наиболее распространенными являются успокоители, позволяющие получать в подвижной системе прибора линейное сопротивление. К таким успокоителям могут быть отнесены воздушные, жидкостные и магнитоиндукционные успокоители.

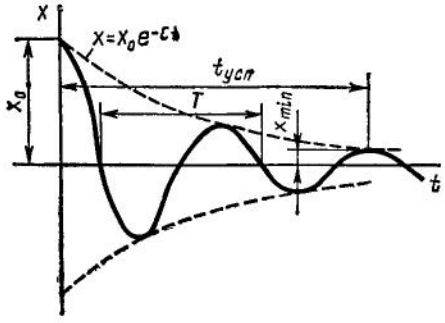


Рис. 20.4

Воздушные (рис. 20.5, *а*) и жидкостные (рис. 20.5, *б*) успокоители в большинстве случаев выполняют поршневыми. И в тех, и в других сопротивление движению подвижной системы создается при проталкивании поршнем *1* рабочего тела (воздуха или жидкости) через специальное отверстие *3* малого диаметра, а также через зазор δ между поршнем и стенками цилиндра *2*.

Преимуществом жидкостных успокоителей является возможность получения практически любой степени успокоения в подвижной системе прибора. Однако они имеют и недостатки. Во-первых, приходится принимать различные предохранительные меры от вытекания из них жидкости и загрязнения ею прибора. Из-за этого жидкостные успокоители в основном применяют в крупных стационарных приборах. Во-вторых, вследствие зависимости вязкости

жидкости от изменения температуры создаваемое успокоителем сопротивление также изменяется. Наиболее устойчивыми являются жидкости, полученные на основе кремнийорганических соединений. Они одинаково хорошо работают как при низких, так и при высоких температурах, мало изменяя свою вязкость. Работа воздушного успокоителя почти не зависит от изменения температуры окружающей среды. Однако и он имеет недостатки. Одним из этих недостатков является сжимаемость воздуха, что ведет к нарушению режима работы успокоителя. Второй недостаток связан с изменением давления воздуха на разных высотах от поверхности Земли. Из-за этого воздушные успокоители неэффективны в приборах, применяемых в условиях разреженного пространства.

Расчеты успокоителей носят приближенный характер. В связи с этим в воздушных и жидкостных успокоителях предусматривают

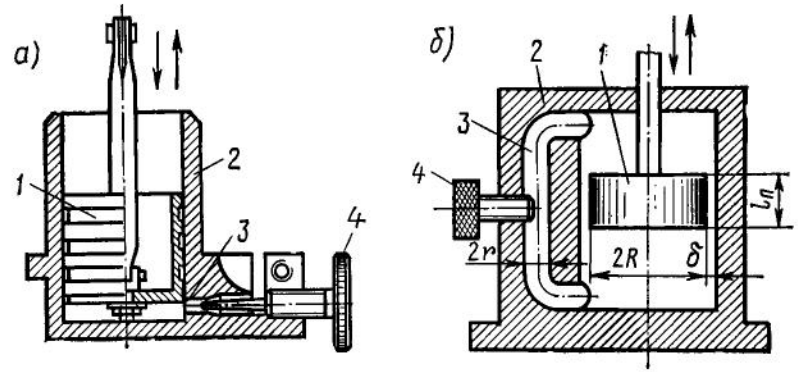


Рис. 20.5

возможность регулирования проходных сечений рабочих отверстий, например, посредством винтов *4* (рис. 20.5, *а*, *б*). Чтобы определить параметры выбранного типа успокоителя, необходимо найти связь между ними и заданной степенью успокоения.

Определение параметров жидкостного поршневого успокоителя. При движении поршня (рис. 20.5) на него действует перепад давлений Δp, что приводит к возникновению силы сопротивления

$$F = \pi R^2 \Delta p = c\dot{x} = 2m\omega_0 D\dot{x}.$$

Отсюда

$$D = F/(2m\omega_0\dot{x}) = \pi R^2 \Delta p/(2m\omega_0\dot{x}). \quad (20.9)$$

Из гидравлики (закон Пуазейля) известно, что объемный расход жидкости через кольцевую щель (зазор)

$$Q_з = [\pi R\delta^3/(6\eta l_п)]\Delta p, \quad (20.10)$$

где η — динамическая вязкость рабочей жидкости.

Объемный расход жидкости через капилляр

$$Q_к = [\pi r^4/(8\eta l_к)]\,\Delta p, \qquad (20.11)$$

где $l_к$ — длина капилляра; $2r$ — его диаметр.

Общий объемный расход жидкости, проталкиваемой поршнем,

$$Q = Q_з + Q_к = \pi R^2 \dot{x}. \qquad (20.12)$$

Из выражений (20.10), (20.11), (20.12) находим

$$\Delta p = \pi R^2 \dot{x}/[\pi R \delta^3/(6\eta l_п) + \pi r^4/(8\eta l_к)].$$

Подставляем найденное значение Δp в формулу (20.9):

$$D = \pi R^4/\{2m\omega_0 [R\delta^3/(6\eta l_п) + r^4/(8\eta l_к)]\}. \qquad (20.13)$$

При закрытом капилляре ($r = 0$) получим максимальное значение степени успокоения. Наименьшее значение D_{min} получится при полностью открытом капилляре. Таким образом, путем регулирования проходного сечения капилляра можно получить заданное значение степени успокоения, если будет соблюдено неравенство

$$D_{min} < D < D_{max}.$$

Обычно, определяя параметры жидкостного успокоителя при заданной степени успокоения, из конструктивных соображений выбирают размеры цилиндра и поршня, назначают посадку (*H7/f7* или *H9/d9*), определяющую зазор, длину капилляра и вязкость жидкости. Таким образом, остается найти только диаметр капилляра. Ниже приведены характеристики некоторых жидкостей, применяемых в успокоителях:

Жидкость	Динамическая вязкость, 10^{-3} Н·с/м²	Диапазон рабочих температур, °С
Вода	1,02	5...50
Лигроин	1,0	—50...+60
Спирт	1,21	—50...+60
Масло		
вазелиновое	30...40	10...80
трансформаторное	30...40	0...120
турбинное	90...100	0...120
касторовое	80	—
Глицерин	100...700	10...50
Кремнийорганические жидкости	5...100	—70...+250

При разработке воздушных успокоителей можно избавиться от расхода воздуха через кольцевую щель (зазор) между поршнем *1* и цилиндром *2*. Для этого на поверхности поршня делают проточки (рис. 20.5, *а*), благодаря чему получается так называемый воздушный сальник. Завихрения воздуха в этом сальнике препятствуют его прохождению через зазор. Следовательно, расход воздуха идет только через капилляр *3*. Размер проходного сечения капилляра получают применением вставок с калиброванными отверстиями либо регулируют посредством винта *4* с коническим концом.

При расчете воздушных успокоителей часто принимают, что воздух несжимаем и его вязкость не зависит от изменения температуры. При этих условиях расчетные формулы, выведенные для жидкостных успокоителей, почти без изменения могут быть применены и для приближенного расчета воздушных успокоителей. Вязкость воздуха $1{,}8 \cdot 10^{-5}$ Н·с/м².

Магнитоиндукционные успокоители (рис. 20.6) в отличие от рассмотренных воздушных и жидкостных обеспечивают строгую линейную зависимость сил торможения от скорости перемещения подвижной системы прибора. Действие магнитоиндукционных успокоителей основано на возбуждении вихревых токов в металлических деталях, перемещающихся в магнитном поле. Вихревые токи

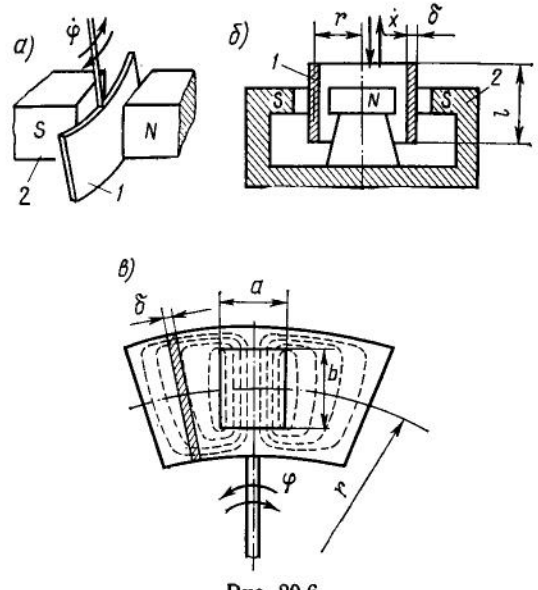


Рис. 20.6

создают свои магнитные поля. Взаимодействие этих полей с основным магнитным полем приводит к возникновению сил, тормозящих движение деталей. Наибольшее распространение получили секторные (рис. 20.6, *а*) и кольцевые (рис. 20.6, *б*) успокоители. В секторном успокоителе сектор *1* укреплен на подвижной системе прибора и перемещается при ее движении в воздушном зазоре постоянного магнита *2*. Так как вихревые токи возникают в секторе, то его изготовляют из металла с высокой проводимостью — меди или алюминия.

У кольцевого успокоителя в рабочем зазоре магнита *2* перемещается кольцо *1* (рис. 20.6, *б*). Недостатки магнитоиндукционных успокоителей — их относительно большие габариты и масса из-за необходимости применения магнитов с большой индукцией в зазоре. Иногда вместо постоянных магнитов для успокоителей используют

электромагниты, что позволяет путем изменения тока питания регулировать силу успокоения.

Расчет параметров магнитоиндукционного секторного успокоителя. Из-за трудности определения путей вихревых токов расчет производится приближенными методами. На рис. 20.6, *в* показана расчетная схема секторного успокоителя, где a и b — размеры полюса магнита, δ — толщина сектора. Сила, тормозящая движение сектора, создается вихревыми токами и зависит от магнитной индукции B в зазоре, длины b полюса магнита и тока i, протекающего в секторе под полюсом магнита:

$$cr\dot{\varphi} = c\dot{x} = 2m\omega_0 D\dot{x} = Bbi.$$

Так как $i = e/r$, а $e = Bb\dot{x}$ и $r = k\rho b/(a\delta)$, то

$$2m\omega_0 D\dot{x} = Bb\,[Bb\dot{x}a\delta/(k\rho b)] = B^2\,[ab\delta/(k\rho)]\,\dot{x},$$

откуда

$$D = B^2ab\delta/(2m\omega_0 k\rho), \qquad (20.14)$$

где ρ — удельное сопротивление материала сектора, Ом·м; a, b, δ — в м, B — в Тл; k — эмпирический коэффициент, зависящий от формы и размеров сектора, а также расположения магнита относительно сектора. Для наиболее распространенных успокоителей с алюминиевым сектором, применяемых в электроизмерительных приборах, $k = 1{,}5...2$.

Пользуясь зависимостью (20.14), зная D, m и ω_0 и задаваясь параметрами магнитной системы B, a, b, выбираем материал сектора и находим его толщину δ. Регулировку степени успокоения удобнее всего производить изменением положения магнита относительно сектора, т. е. изменением расстояния r.

Расчетная схема кольцевого магнитоиндукционного успокоителя, широко применяемого в различных приборах, показана на рис. 20.6, *б*. По сравнению с секторным расчет кольцевого успокоителя значительно проще, вследствие того что направление вихревых токов в нем известно: они проходят по кольцу, как по витку длиной $2\pi r$ и сечением $l\delta$. Проводя те же рассуждения, что и в предыдущем случае, и написав известные зависимости, получаем следующее расчетное уравнение, связывающее степень успокоения с параметрами кольцевого успокоителя:

$$D = \pi r B^2 l\delta/(m\omega_0\rho). \qquad (20.15)$$

Так как расчетное значение степени успокоения является приближенным, в магнитоиндукционных успокоителях регулировку рабочего зазора осуществляют путем изменения толщины сектора или смещением магнита относительно сектора. Можно также изменять размеры полюсных наконечников магнита и материал, из которого изготовляют сектор.

Глава 21
ПОТЕНЦИОМЕТРЫ

§ 21.1. Основные сведения

Потенциометр предназначен для получения электрического сигнала, функционально зависящего от углового или поступательного перемещения токосъемного элемента (движка с контактами). Потенциометр представляет собой регулируемый делитель напряжения, выполненный на основе резистивного элемента. При соответствующем включении он может быть использован и как резистор с переменным сопротивлением. Вследствие относительной простоты конструкции и широты реализуемых функций потенциометры получили значительное распространение в приборостроении. В измерительных системах их используют как первичные преобразователи механического перемещения в электрическое напряжение. В автоматических системах потенциометры часто применяют как элементы об-

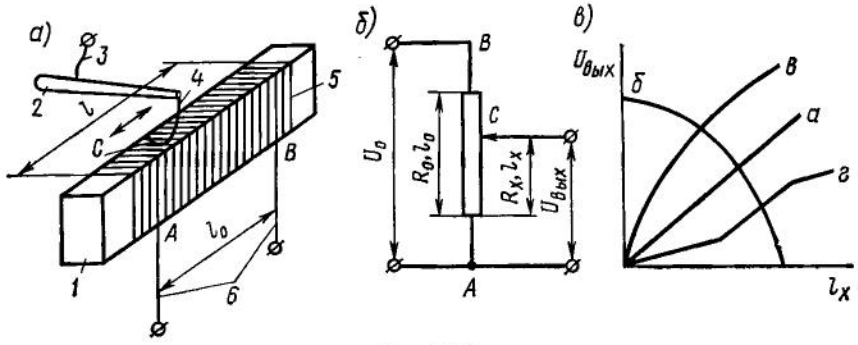


Рис. 21.1

ратной связи, а в вычислительной технике — для реализации функциональных аналоговых зависимостей.

Принцип действия. Классификация. Простейший по конструкции проволочный потенциометр (рис. 21.1, *а*) представляет собой жестко закрепленный каркас *1* постоянного поперечного сечения, выполненный из токонепроводящего материала. На каркас намотана проволока *5* (резистивный элемент), от которой в точках A и B сделаны два отвода *6*. По зачищенной от изоляции поверхности проволоки (контактной дорожке) перемещается подвижный контакт *4*, связанный с движком *2*. От подвижного контакта *4* сделан отвод *3*. Полная рабочая длина потенциометра l_0 меньше длины намотки l. Это делают для того, чтобы не происходило размыкания цепи и повреждения контакта *4* при выходе движка за расчетные пределы его перемещения.

Электрическая схема потенциометра показана на рис. 21.1, *б*. Входное напряжение U_0 (напряжение питания) подводится к точкам A и B, а выходное $U_{вых}$ снимается с участка между точками A

(или B) и C (скользящий контакт). Сопротивление R_x потенциометра связано с перемещением движка l_x зависимостью $R_x = R_0 l_x / l_0$, где R_0 — полное сопротивление потенциометра. Тогда при ненагруженном потенциометре

$$U_{вых} = U_0 R_x / R_0 = U_0 l_x / l_0. \qquad (21.1)$$

Зависимость $U_{вых} = f(l_x)$ называется *характеристикой потенциометра*. Если приращение сопротивления на единицу перемещения движка постоянно, то потенциометр имеет линейную характеристику (кривая *а* на рис. 21.1, *в*). Если же сопротивление потенциометра нелинейно зависит от l_x, т. е. $R_x = R_0 f(l_x/l_0)$, то и $U_{вых}$ нелинейно связано с перемещением движка $U_{вых} = U_0 f(l_x/l_0)$. Такие потенциометры называются *функциональными* (кривые *б*, *в* и *г* на рис. 21.1, *в*).

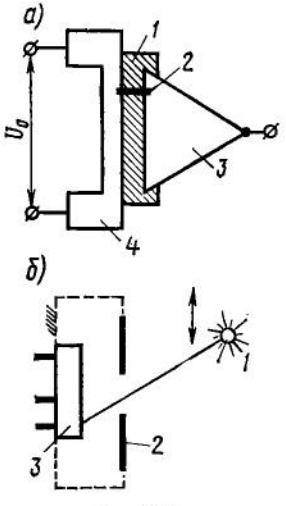


Рис. 21.2

В зависимости от материала резистивного элемента и конструкции потенциометра различают *проволочные*, *пленочные*, *пластиковые*, *фотоэлектрические* и *жидкостные* потенциометры. У пленочных потенциометров резистивным элементом является пленка из металла или окисла металла, напыленная на стеклянное или керамическое основание. В пластиковых потенциометрах резистивный элемент выполняют из твердых токопроводящих пластмасс. Такие потенциометры отличает большая износостойкость. В фотопотенциометре (рис. 21.2, *а*) роль скользящего контакта выполняет световое пятно *2*, перемещающееся по фотопроводнику *1*, который соединяет между собой резистивный элемент *4*, выполненный в виде тонкой полоски из металла с высоким сопротивлением и токосъемник *3*, имеющий малую величину сопротивления. В месте, где световое пятно *2* падает на фотопроводник *1*, создается токопроводящий мост между резистивным элементом *4* и токосъемником *3*. Существуют различные способы применения фотопотенциометров. На рис. 21.2, *б* представлена схема использования фотопотенциометра *3* с подвижным источником света *1*. Маска *2* в этом случае неподвижна. Существуют также конструкции, в которых подвижной является маска, а не источник света. Жидкостный потенциометр конструктивно

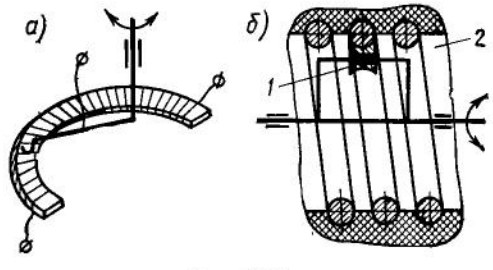


Рис. 21.3

представляет собой сосуд, заполненный токопроводящим электролитом. В сосуд введены два электрода — подвижный и неподвижный. При изменении расстояния между ними изменяется длина столба токопроводящего электролита, а следовательно, и значение его электрического сопротивления. Жидкостные потенциометры находятся в стадии разработки.

По типу перемещения движка потенциометры разделяют на потенциометры с *поступательным* (см. рис. 21.1, *а*) и *вращательным* (рис. 21.3, *а*) *перемещением движка*. В *многооборотных* потенциометрах (рис. 21.3, *б*) подвижный контакт *1*, имеющий форму ролика, совершает винтовое перемещение по каркасу *2*, выполненному в виде спирали из медного стержня диаметром 1...2 мм. На каркас намотан тонкий резистивный провод. Существуют и другие схемы многооборотных потенциометров. Многооборотные потенциометры позволяют получить при небольших габаритах большую рабочую длину резистивного элемента.

Основные параметры и характеристики. Потенциометр является электромеханическим устройством, и поэтому его характеристики могут быть разделены на электрические (полное сопротивление, мощность, предельное рабочее напряжение и т. д.) и механические (угловое или линейное перемещения движка, момент трогания и т. д.). Полное сопротивление R_0 потенциометра зависит от геометрических размеров и параметров (удельное электрическое сопротивление ρ, размеры поперечного сечения и т. д.) резистивного элемента — обмотки или покрытия. Значение R_0 снизу ограничивается допустимым нагревом потенциометра (при заданном напряжении U_0), а сверху — технологической возможностью изготовления проводника с малыми размерами поперечного сечения, а также сроком службы, так как тонкий проводник быстрее протирается подвижным контактом. Сопротивление потенциометра зависит от его температуры, которая определяется температурой окружающей среды и нагревом резистивного элемента протекающим по нему током. Влияние температуры на R_0 объясняется зависимостью от температуры удельного сопротивления ρ материала резистивного элемента. Изменение геометрических размеров резистивного элемента и корпуса с изменением температуры сказывается значительно меньше. Температурное изменение сопротивления потенциометра оценивается *температурным коэффициентом сопротивления* (ТКС) который представляет собой относительное изменение сопротивления потенциометра при изменении его температуры на 1 °С. Среднее значение ТКС может быть определено отношением $\Delta R/(R_0 \Delta t)$, где ΔR — алгебраическая разность сопротивлений на границах интервала температур Δt; R_0 — сопротивление потенциометра при нормальной температуре. У проволочных потенциометров $ТКС_{min} = (0{,}1...2)\ 10^{-4}$ 1/°С, у пленочных и пластиковых он больше.

Важной характеристикой потенциометра является *разрешающая способность*. В проволочных потенциометрах равномерное перемещение подвижного контакта приводит к дискретному изменению

$U_{вых}$ (рис. 21.4), так как контакт перемещается не по длине провода, а переходит с одного витка на другой. Значение скачков напряжения ΔU, характеризующее разрешающую способность, обратно пропорционально числу витков w обмотки; $\Delta U = U_0/w$. Разрешающая способность связана с так называемой *витковой погрешностью* $\delta_в$, определяемой как наибольшее отклонение, вызванное дискретностью изменения $U_{вых}$, от теоретической характеристики. Так как это отклонение равно $\Delta U/2$ (рис. 21.4), то витковая погрешность (%)

$$\delta_в = (\Delta U/2U_0)\,100 = 100/(2\omega). \qquad (21.2)$$

Выражение (21.2) верно, если подвижный контакт скачком переходит с витка на виток обмотки (положения *1* и *3*).Однако в действительности существует положение *2* (рис. 21.5, *а*), когда подвижный контакт закорачивает два соседних витка. В этот момент под напряжением U_0 находятся не w, а $w - 1$ витков. Это приводит к появлению промежуточного скачка напряжения. Значение этого скачка может быть определено из следующих рассуждений.

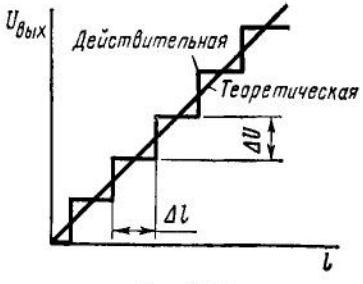


Рис. 21.4

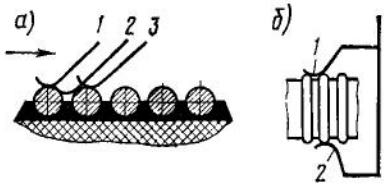


Рис. 21.5

Предположим, что подвижный контакт находится в положении *1*. Тогда $U_{вых} = (U_0/w)\,x$, где x — число витков, с которых снимается выходное напряжение. При перемещении контакта в положение *2* из работы выключается один полный виток и $U'_{вых} = [U_0/(w - 1)]\,x$. Поэтому $\Delta U' = U'_{вых} - U_{вых} = U_0 x\,[1/(w-1) - 1/w]$. Значение $\Delta U'$ непостоянно и зависит от x, т. е. от положения подвижного контакта. $\Delta U'$ изменяется от нуля до ΔU. Поэтому $\delta_в$ определяет максимальное значение витковой погрешности, которое лишь условно принимается за постоянное для линейных потенциометров. Уменьшить витковую погрешность можно увеличением числа витков, например применением многооборотного потенциометра или движков с двумя контактами *1* и *2* (рис. 21.5, *б*), касающимися витка с двух противоположных сторон каркаса. В этом случае витковая погрешность уменьшается в два раза. Разрешающая способность пластиковых потенциометров, объясняющаяся зернистостью материала, несравненно больше, чем у проволочных, а у металлопленочных потенциометров разрешающая способность бесконечна. Под механической разрешающей способностью понимается наименьшее изменение положения движка, которое приводит к изменению $U_{вых}$. Наибольшее его значение (без учета промежуточных скачков) $\Delta l = l_0/w$.

На характеристику потенциометра большое влияние оказывает *сопротивление нагрузки* $R_н$. Выражение (21.1) справедливо только при бесконечно большом сопротивлении нагрузки. При $R_н \neq \infty$ (рис. 21.6) значение тока, протекающего через $R_н$,

$$I_н = U_{AC_0}/(R_{вн} + R_н), \qquad (21.3)$$

где U_{AC_0} — напряжение на выходе потенциометра в режиме холостого хода ($R_н = \infty$); $R_{вн}$ — внутреннее сопротивление потенциометра;

$$U_{AC_0} = U_0 R_2/(R_1 + R_2), \qquad (21.4)$$

$$R_{вн} = R_1 R_2/(R_1 + R_2). \qquad (21.5)$$

Выражение (21.5) получено без учета внутреннего сопротивления источника питания. Подставляя выражения (21.4) и (21.5) в (21.3) и учитывая, что $U_{вых} = R_н I_н$, получаем

$$U_{вых} = U_0 R_2/(R_0 + R_1 R_2/R_н).$$

Обозначим $R_н/R_0 = k$ (коэффициент нагрузки) и $R_2/R_0 = \alpha$ (передаточный коэффициент), тогда

$$U_{вых} = \alpha U_0/[1 + \alpha(1-\alpha)/k].$$

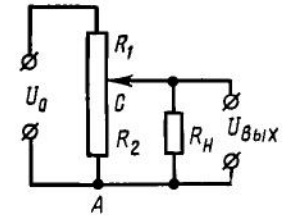


Рис. 21.6

Из этого выражения следует, что чем меньше $R_н$, тем больше действительная характеристика отличается от идеальной $U_{вых} = \alpha U_0$, которая получается при $R_н = \infty$ ($k = \infty$). Абсолютное значение отклонения

$$\Delta U_{вых} = \alpha U_0 - \alpha U_0/[1 + \alpha(1-\alpha)/k] = \alpha_0(1-\alpha)\,U_0/[k + \alpha(1-\alpha)].$$

На рис. 21.7 показаны зависимости относительной погрешности $\Delta U_{вых}/U_0$ от передаточного коэффициента α при различных значениях k. Значение $R_н$ при проектировании потенциометра обычно известно. Поэтому для увеличения k необходимо уменьшать R_0, но чрезмерное снижение R_0 приводит к увеличению нагрева потенциометра и уменьшению разрешающей способности. Иногда для устранения влияния нагрузки линейный потенциометр проектируют так, чтобы при холостом ходе он имел такую функциональную характеристику, которая при включении потенциометра на заданную нагрузку становится линейной. Для снижения влияния нагрузки используют также добавочные или шунтирующие резисторы. На рис. 21.8, *а* показана схема включения потенциометра с добавочным резистором. При такой схеме включения для работы используется как бы только часть потенциометра с полным сопротивлением, равным $R_0 + R_д$. Максимальное значение относительной погрешности $\Delta U_{вых}/U_0$ при $R_д = 0{,}5R_0$ и $k > 10$ в четыре раза меньше, чем у некомпенсированного потенциометра. В схеме

на рис. 21.8, *б* предусматривается использование шунта между источником питания и обмоткой потенциометра. Наиболее эффективно (при $k > 10$) подсоединение шунта к обмотке в точке $\alpha = 0{,}74$. Шунт должен иметь сопротивление $R_ш = 0{,}31R_н$. При этих условиях максимальное значение относительной погрешности в семь раз меньше, чем у некомпенсированного потенциометра.

Номинальная мощность рассеяния — это мощность, которая может длительное время рассеиваться потенциометром в заданных условиях эксплуатации при сохранении параметров в установленных пределах. Мощность рассеяния потенциометра определяется

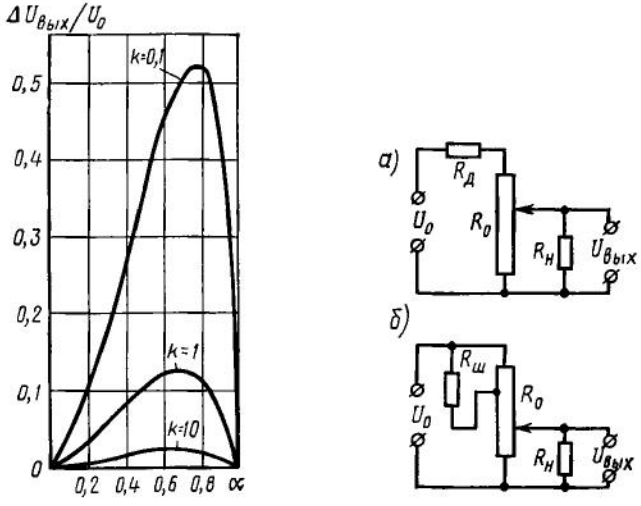


Рис. 21.7

Рис. 21.8

его конструкцией и свойствами используемых материалов. В режиме холостого хода

$$P_{ном} = I^2R_0 = U_0^2/R_0. \qquad (21.6)$$

При $R_н \neq \infty$ мощность рассеяния (ее называют действительной) зависит от коэффициента нагрузки и схемы включения потенциометра [6]. При известных значениях $P_{ном}$ и R_0 из выражения для $P_{ном}$ определяем значение рабочего напряжения питания $U_{раб} \leqslant \leqslant \sqrt{R_0P_{ном}}$. Это выражение ограничивает напряжение питания из условия предупреждения перегрева при использовании потенциометра в рабочем диапазоне температур. При повышении температуры окружающей среды $U_{раб}$ должно быть уменьшено. Одновременно следует отметить, что $U_{раб}$ должно быть меньше значения пробивного напряжения между резистивным элементом (а также его выводами) и корпусом.

Наиболее важными механическими характеристиками потенциометра являются *допустимая скорость перемещения движка и момент трогания.* Допустимая скорость движка определяется возможностью отрыва подвижного контакта от резистивного элемента при так называемой критической скорости его перемещения. При этой скорости контакт входит в резонанс и начинает «подпрыгивать», соударяясь с неровностями на поверхности резистивного элемента. Значение критической скорости зависит от формы и массы движка, контакта, шероховатости поверхности резистивного элемента (или шага обмотки в случае проволочного потенциометра) и контактного усилия. При увеличении контактного усилия и шероховатости рабочей поверхности резистивного элемента критическая скорость возрастает. Момент трогания — это минимальный момент, который необходимо приложить к оси движка для ее поворота. Момент трогания зависит от контактного усилия, массы вращающихся элементов подвижной системы, расстояния от места контакта до оси вращения движка. Эта характеристика наиболее важна для потенциометров, управление которыми осуществляется чувствительными элементами. В этом случае момент трогания частично определяет точность измерения контролируемого параметра. Момент трогания потенциометров лежит в пределах от единиц до десятков ньютон-миллиметров.

Таблица 21.1

Тип потенциометра	Максимальное сопротивление, МОм	Срок службы в циклах, $N \cdot 10^6$	Точность характеристики, %	ТКС	Контактное сопротивление	Примечание
Проволочный	0,75	1...10	0,01	Малый	Малое	Малая надежность, ограниченная разрешающая способность, высокая точность и стабильность характеристики
Пластиковый	1,0	50	0,05... 0,5	Большой	Большое	Низкая стабильность характеристики, высокая разрешающая способность, применяемость на переменном токе
Пленочный	0,1	30	0,05... 0,1	»	»	То же и, кроме того, высокий предел максимальной рабочей температуры
Фотоэлектрический	0,1	50	1...5	Средний	Среднее	Низкая точность и стабильность характеристик, небольшая мощность рассеяния, минимальный момент трогания
Жидкостной	1,0	10	1...5	—	Малое	В стадии разработки

Износоустойчивость потенциометра оценивается наибольшим числом полных перемещений движка, при котором параметры по-

тенциометра не выходят за установленные пределы. Износоустойчивость зависит от скорости перемещения движка, режимов и условий эксплуатации, конструкции подвижной системы, но наиболее значительное влияние оказывают контактное давление и механические свойства материалов контакта и резистивного элемента. Износоустойчивость можно существенно увеличить уменьшением значения контактного усилия. Это одновременно приводит к снижению момента трогания. Но в то же время уменьшаются стойкость контакта к вибрациям и ударам, допустимая скорость перемещения движка и надежность потенциометра. Потенциометры являются одной из наименее надежных частей устройств, в которых их применяют. Если же учесть большую применяемость потенциометров, то становится ясным, сколь большое внимание при проектировании следует обращать на вопросы повышения их надежности. Основными причинами отказов потенциометров являются износ, ненадежность контакта, механическое разрушение резистивного элемента. Особую опасность представляют временные отказы в виде кратковременного разрыва цепи. Это может произойти вследствие отскакивания контакта или попадания грязи, пыли и окисленных продуктов износа между контактом и резистивным элементом. В табл. 21.1 приведены сравнительные данные основных типов потенциометров [59]. Наибольшее распространение получили проволочные потенциометры вследствие присущих им достоинств и отработанности технологии их изготовления.

§ 21.2. Проволочные потенциометры

Линейные проволочные потенциометры. Каркасы проволочных потенциометров подразделяют на кольцевые (рис. 21.9, *а*), пластинчатые (рис. 21.7, *б*), стержневые (рис. 21.9, *в*), дуговые (рис. 21.9, *г*) и многооборотные (рис. 21.9, *д*). Потенциометры с кольцевыми каркасами используют либо для ограниченного поворота движка на 30...358° (перемещение движка в этом случае ограничивается упорами), либо для кругового движения с периодическим повторением одной и той же функции. Дуговые каркасы применяют для поворота движка на 40...90°, а пластинчатые — на 15...40° (с большой длиной движка) или для поступательного перемещения движка. Каркасы изготовляют из гетинакса марок В, Вв и Бв, текстолита марок ПТК и ВЧ, термореактивных пресс-порошков марок К-18-2, К-21-22 и АГ-4, а также из алюминиевых сплавов АМг и Д16. Неметаллические материалы используют для изготовления каркасов потенциометров невысокой точности, так как точность размеров каркасов получается не выше 8...11-го квалитетов точности (СТ СЭВ 145—75). Для защиты каркасов из гетинакса и текстолита от влаги их пропитывают бакелитовым лаком или клеями БФ-2 и БФ-4. Для каркасов сложной формы, где трудно удалять излишки пропиточного состава, применяют состав КП-18 [6]. Пресс-порошки следует применять только тогда, когда созданы хорошие условия для охлаждения потенциометра, так как при

нагреве каркасы из этих материалов склонны к короблению. Наиболее термостоек пресс-порошок АГ-4, но при повышенных температурах из него более интенсивно, чем из других, выделяются летучие органические вещества, отрицательно влияющие на работу контактной пары потенциометра. Достоинством неметаллических материалов является то, что при их применении нет необходимости в создании специальных токоизоляционных пленок на поверхностях каркасов. У металлических каркасов такая пленка может быть получена либо нанесением слоя лака, либо с помощью электроизоляционного анодирования, в результате которого на поверхностях каркаса образуется изоляционная пленка, пропитываемая затем лаком. Недостатком первого способа является то, что лаковая

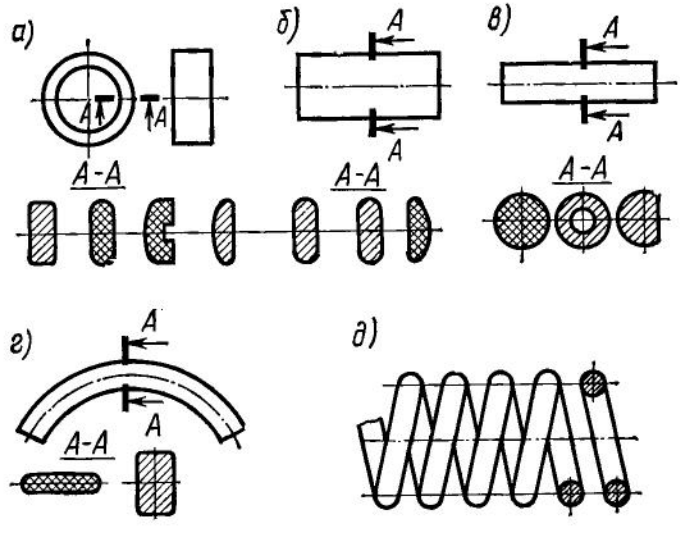


Рис. 21.9

пленка представляет собой не только электро-, но и теплоизоляционный слой между обмоткой и каркасом. Это ухудшает их тепловой режим. Кроме того, получение тонких лаковых пленок постоянной толщины представляет сложную технологическую задачу. При втором способе осуществляется пропитка анодной пленки лаком, а не нанесение лака на поверхность каркаса. После пропитки размеры каркаса практически не изменяются [6]. Для пропитки анодных пленок используют лаки 1154 и ВЛ7. Пробивное напряжение анодной пленки после пропитки лаком колеблется от 400 до 2400 В в зависимости от времени анодирования (0,5...2,5 ч). Получающаяся электроизоляционная пленка обладает большей теплопроводностью, чем лаковая. Анодные и лаковые пленки с высокими изоляционными свойствами могут быть получены только на поверхностях с малой шероховатостью (R_a = 0,16...0,32 мкм). Металлические каркасы отличаются от неметаллических тем, что у них может

быть получена высокая точность размеров даже при сложной конфигурации каркаса.

К материалу проволоки для обмотки предъявляют следующие требования: большое удельное электрическое сопротивление, малый температурный коэффициент электрического сопротивления, высокая коррозионная стойкость, высокая прочность и износостойкость, хорошая пластичность. Наиболее широкое распространение для изготовления резистивной проволоки потенциометров получили следующие сплавы. Медноникелевый сплав с добавлением марганца (константан НМц40-1,5) имеет удельное сопротивление $\rho = 0{,}46...0{,}15 \cdot 10^{-6}$ Ом·м и отличается очень малым ТКС ($5 \cdot 10^{-6}$ 1/°С). При нагреве на поверхности константана образуется электроизоляционная окисная пленка. В ряде конструкций это позволяет производить плотную намотку (виток к витку) без изоляции, если напряжение между витками не превышает 1 В. С другой стороны, окисная пленка требует увеличения контактного усилия. Обычно константан применяют в потенциометрах средней точности. Манганин МНМц3-12 имеет свойства примерно такие же, как и константан, но отличается быстрой окисляемостью. Поэтому при его применении необходима герметизация потенциометра с заполнением полости инертным газом. Хромоникелевые сплавы (нихромы Х15Н60, Х20Н80 и др.) отличаются большим удельным сопротивлением ($0{,}98...1{,}2 \cdot 10^{-6}$ Ом·м), но одновременно имеют очень большой ТКС ($35...130 \cdot 10^{-6}$ 1/°С). Нихромы устойчивы к окислению на воздухе при высоких температурах, но при электрической нагрузке на поверхности провода из нихрома образуется слой окислов Cr_2O_3 и NiO. При резких изменениях температуры происходит разрушение слоя окислов, кислород проникает в трещины и окисляет более глубокий слой нихрома. В связи с этим при многократном резком изменении нагрузки срок работы обмотки из нихрома меньше, чем при постоянной электрической нагрузке. У нихромов есть еще один недостаток — они очень плохо паяются. Сплавы на основе благородных металлов химически нейтральны и не подвержены коррозии при высоких температурах. Наиболее широко используется сплав ПдС-40. Его удельное сопротивление такое же, как у константана, но он позволяет получать небольшое контактное сопротивление при небольших контактных усилиях. Сплавы на основе благородных металлов используют в высокоточных потенциометрах измерительных и автоматических систем.

Для обмоток потенциометров применяют проволоку диаметром 0,03...0,3 мм, но чаще диаметром 0,06...0,12 мм (через 0,01 мм). Из манганина, обладающего хорошей пластичностью, изготовляют также проволоку диаметром 0,02 мм. Если обмотку выполняют из неизолированной проволоки, намотка должна осуществляться с зазором между витками для устранения возможности замыкания соседних витков. При применении проволоки с изоляцией намотка может осуществляться без зазора. Изготовление изолированного провода сложно, так как толщина изолирующей пленки должна быть постоянной по всей длине провода. В качестве изоляции

обычно используют слой эмали на основе масляных лаков (провод марок ПЭК, ПЭНХ, ПЭММ и др.) или кремнийорганических лаков (ПЭТК). Последние отличаются большой термостойкостью (до 200...300 °С). Для получения повышенных механических и электрических характеристик используют лаки винифлекс и металвин. Крепление обмотки на каркасе осуществляют двумя способами: каркас до намотки покрывают клейким составом и до его засыхания производят намотку, при этом клейкий состав просачивается между витками обмотки и связывает их; клейкий состав наносят на предварительно намотанную обмотку. В качестве клейкого состава используют лак МГМ-16 для температур до 120 °С или эмаль ОЭП-107-1 для температур до 200 °С. После затвердевания клейкого состава зачищают контактную дорожку. Зачистку осуществляют либо механическими способами с использованием абразивных материалов, либо химическими или ультразвуковыми способами. При конструировании потенциометров большое внимание следует обращать на конструктивную отработку выводов от обмотки. Для подсоединения выводного провода к резистивной обмотке используют пайку или сварку. Выбор того или иного способа зависит от материала обмотки.

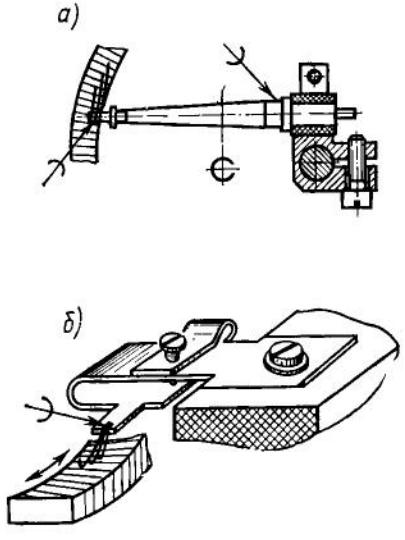


Рис. 21.10

Важным элементом конструкции потенциометра является движок с контактом. Движок должен обладать малой инерционностью и большой жесткостью. Значимость этих требований особенно велика, когда потенциометр работает в стопстартном режиме. Поэтому часто в этих случаях движок делают в виде коробчатых или трубчатых конструкций (рис. 21.10, *а*). Если же движок неподвижен (в этом случае его более правильно назвать контактодержателем), а перемещается потенциометр, то контакты могут быть закреплены на пластине, обычно выполняемой из бериллиевой бронзы (рис. 21.10, *б*).

Расчет линейного проволочного потенциометра. Расчет заключается в определении диаметра намоточного провода и геометрических размеров каркаса. Обычно заданы: R_0, напряжение питания U_0, схема включения потенциометра, сопротивление нагрузки $R_н$, допустимая витковая погрешность $\delta_в$, условия эксплуатации (диапазон температур окружающей среды, наличие и параметры вибраций и т. п.) и допустимые габариты. Диаметр d поперечного сечения обмоточного провода выбирают в зависимости от тепло-

вого режима работы потенциометра. При слишком маленьком диаметре происходит перегрев потенциометра, а при большом возрастают габариты потенциометра. Плотность тока j в обмотке потенциометра должна быть меньше допустимой из условия отсутствия перегрева потенциометра:

$$|j| > j = I/A,$$

где $I = \sqrt{P_{ном}/R_0}$ — см. зависимость (23.6): A — площадь поперечного сечения проволоки, $A = \pi d^2/4$. Или

$$|j| > \sqrt{P_{ном}/R_0}/(0{,}25\pi d^2),$$

откуда $d = \sqrt[4]{16P_{ном}/(\pi^2 |j|^2 R_0)}$. Значение d следует округлить до ближайшего большего значения по сортаменту. При непрерывной работе потенциометра и использовании для обмотки манганиновой или константановой проволоки перегрев не должен превышать 50 °С, что возможно, если плотность тока не превышает 10 А/мм² для каркасов из пресс-порошка и 30 А/мм² для металлических каркасов. Для сплавов из благородных металлов и металлических каркасов $|j| = 50$ А/мм².

При известной рабочей длине l_0 обмотки или известном рабочем угле α_0 поворота движка можно определить число рабочих витков:

$$w = l_0/t = \pi\alpha_0 d_{ср}/(360t),$$

где t — шаг намотки — расстояние между серединами соседних витков; $d_{ср}$ — средний диаметр каркаса. При плотной намотке провода с изоляцией $t = d_и + (0{,}012...0{,}015)$, где $d_и$ — диаметр провода с изоляцией. Определив w, можно по выражению (21.2) найти значение витковой погрешности и сравнить его с заданными. Если $\delta_в > |\delta_в|$, следует либо увеличить l_0 (или $d_{ср}$), либо уменьшить t (при неплотной намотке).

Длину обмоточного провода определяют из выражения $R_0 = 4\rho L/(\pi d^2)$:

$$L = \pi d^2 R_0/(4\rho).$$

Зная L и w, находим длину одного витка: $l_1 = L/w$. Эта длина представляет собой периметр поперечного сечения каркаса потенциометра, что при выбранной из конструктивных или технологических условий форме поперечного сечения каркаса позволяет определить его размеры.

Функциональные проволочные потенциометры. При перемещении контакта по резистивной поверхности потенциометра на шаг t сопротивление R_x (см. рис. 21.1, *б*) изменится на размер сопротивления одного витка, т. е. на $\Delta R = \rho l_1/A$. Поэтому приращение сопротивления на единицу перемещения движка

$$K = \Delta R/(\Delta l) = \rho l_1/(At),$$

где K — параметр потенциометра. Из выражения видно, что функциональный потенциометр можно получить, изменяя ρ по длине

обмоточного провода (например, обматывать каркас кусками провода из сплавов с разными ρ); A (обматывать каркас проводом переменного сечения) или шаг t намотки. Все перечисленные способы не нашли широкого применения, так как изменение указанных параметров обмотки технологически сложно и приводит как к удорожанию производства, так и к ряду конструктивных затруднений. Например, при выполнении обмотки проводом переменного поперечного сечения резистивная поверхность потенциометра получается неровной, а это приводит к нестабильности контактного усилия, неравномерности износа обмотки, увеличению электрических шумов и т. д. Наиболее распространенным способом получения функционального потенциометра является использование

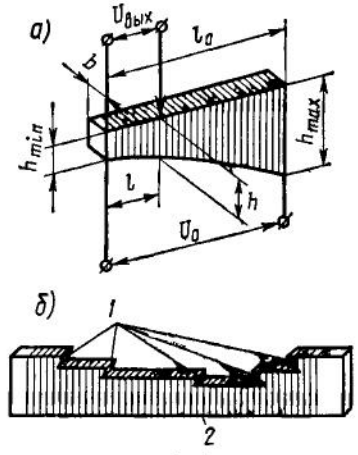


Рис. 21.11

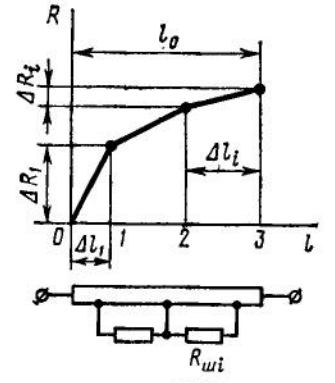


Рис. 21.12

профилированного каркаса. Этот способ основывается на изменении длины l_1 витка обмотки (рис. 21.11, *а*). При сечении каркаса в виде прямоугольника с высотой h и шириной b $l_1 = 2(h + b)$.

Если учесть, что в потенциометрах с профилированным каркасом обмотка наматывается виток к витку, т. е. $t \approx d_н$, то с учетом значения l_1 $K = dR/(dl) \approx \Delta R/(\Delta l) = 8\rho(h + b)/(\pi d^2 d_н)$. Отсюда

$$h = [\pi d^2 d_н/(8\rho)][dR/(dl)] - b. \qquad (21.7)$$

Если известна зависимость $R = f(l)$, то можно найти $dR/(dl)$ и по формуле (21.7) определить $h = f(l)$, т. е. высоту профиля каркаса в зависимости от его длины. С помощью профилированного каркаса можно получить и ломаные характеристики (см. кривую *г* на рис. 21.1, *в*). Каркас в этих случаях имеет форму, показанную на рис. 21.11, *б*. Скосы *1* сделаны во избежание соскальзывания провода при намотке. Подвижный контакт перемещается по поверхности *2* каркаса. Однако для получения ломаной характеристики (а также для случаев, когда зависимость $R = f(l)$ с достаточной точностью может быть заменена ломаной линией) более удобно использовать шунтирование линейного потенциометра. До-

пустим, задана характеристика, показанная на рис. 21.12. Места изломов характеристики делят длину l_0 рабочей части потенциометра на n участков. По наиболее крутому участку (в данном случае это участок $0 - 1$) можно найти параметр K потенциометра $K = \Delta R_{01}/(\Delta l_{01})$. Участок $0 - 1$ потенциометра остается без шунта. Весь потенциометр наматывается, как это необходимо для участка с наиболее крутым наклоном характеристики. Остальные участки шунтируют. Значения сопротивлений шунтов выбирают из следующих соображений: i-й участок потенциометра представляет собой параллельно соединенные шунт с сопротивлением $R_{ш i}$ и участок резистивной обмотки длиной Δl_i и сопротивлением R_i. Значение сопротивления i-го участка потенциометра $\Delta R_i = R_i R_{ш i}/(R_i + R_{ш i})$. Учитываем, что $R_i = K\Delta l_i$, тогда

$$R_{ш i} = K\,\Delta R_i\,\Delta l_i/(K\,\Delta l_i - \Delta R_i).$$

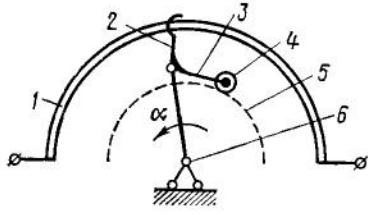


Рис. 21.13

Способ шунтирования позволяет изменять вид функциональной зависимости в процессе эксплуатации. Для этого в качестве шунтирующих резисторов можно использовать переменные резисторы или магазины сопротивлений. Ту же задачу можно решить, применяя различные механизмы. На рис. 21.13 представлена схема потенциометра с ламельным механизмом. По линейному потенциометру *1* перемещается движок *2* с контактом. Движок жестко соединен с коромыслом *3*, на котором закреплен ролик *4*, перемещающийся по кольцу, разделенному на определенное число ламелей *5*. Жесткая система движок — коромысло шарнирно связана с осью *6*. При отгибе ламелей в ту или иную сторону контакт получает дополнительное перемещение относительно резистивной поверхности потенциометра *1*. Поэтому при равномерном вращении оси *6* перемещение контакта нелинейно зависит от угла поворота оси, а следовательно, также нелинейно зависит от перемещения оси и выходное напряжение. Ламельный механизм, а также подобные ему кулачковый, кулисный и механизм с профилированной мембраной применяют для корректировки характеристик высокоточных и эталонных потенциометров, обеспечивая требуемую линейность характеристики.

Глава 22

ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ

Рассмотренные в ч. 1 книги простейшие элементы нашли широкое применение в универсальных преобразователях для измерения различных величин: длин и перемещений, давлений, ускорений, температуры.

§ 22.1. Преобразователи линейных перемещений

Преобразователи и измерительные головки служат для измерения малых перемещений относительным методом, т. е. методом сравнения с мерой.

В общем случае прибор для измерения методом сравнения с мерой (рис. 22.1) состоит из измерительной головки и стойки. Стойка имеет основание *1*, измерительный столик *10* для установки деталей или концевых мер длины, колонку *2* и кронштейн *3*. В кронштейне закрепляют измерительную головку *7*. Установка измерительной головки по высоте осуществляется смещением кронштейна *3* и закреплением его в требуемом положении стопорным устройством *4*. Определение размера x детали *12* состоит в измерении посредством измерительной головки его отклонения Δx от известного размера A меры или образцовой детали. Размер A может быть воспроизведен с помощью блока *9* из концевых мер длины [55]. Блок мер устанавливают на измерительный столик *10*. Затем смещают кронштейн *3* в положение, при котором измерительный наконечник штока *8* головки касается блока концевых мер. После этого плавным смещением измерительного столика *10* с помощью маховичка *11* добиваются установки указателя *6* против нулевого штриха шкалы *5*. Заменив блок *9* измеряемой деталью *12*, определяют по шкале измерительной головки отклонение Δx. Размер детали *12* $x = A \pm \Delta x$.

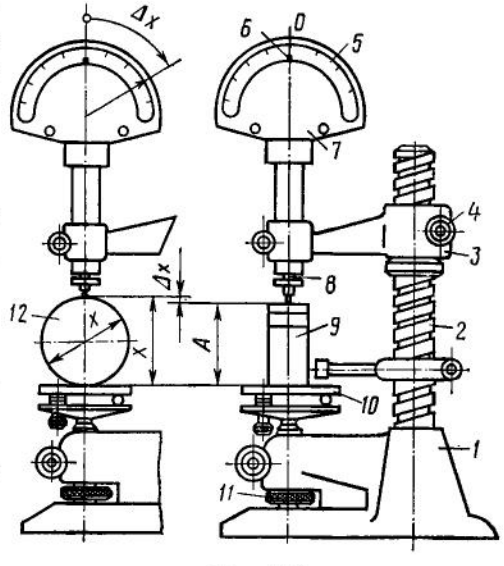


Рис. 22.1

Наряду со стойками применяют другие различные устройства для закрепления измерительных головок и установки измеряемых деталей.

Отличительным признаком измерительных головок является увеличивающее устройство, преобразующее малое перемещение измерительного штока *8* в значительно большее перемещение указателя *6*, отсчитываемое по шкале *5*, или подлежащее дальнейшему преобразованию и усилению для включения исполнительных устройств в системах управления.

Приборы для относительных измерений линейных величин получили широкое распространение после практического освоения

и распространения плоскопараллельных концевых мер и интерференционных методов их измерений [55]. Эти приборы позволили значительно повысить точность измерений в области приборостроения и машиностроения. С помощью концевых мер длины практически можно составлять блоки любых применяемых в приборостроении размеров с интервалами их изменения 0,001 мм. Следовательно, можно подобрать блок такого размера A, чтобы неизвестное отклонение сделать весьма малым. Это позволяет использовать прибор с большим увеличением, тем самым повышая точность измерения.

Измерительные головки строят на различных принципах преобразования (увеличения) малых величин в большие — механических, оптических, пневматических, электрических, электромагнитных и др.

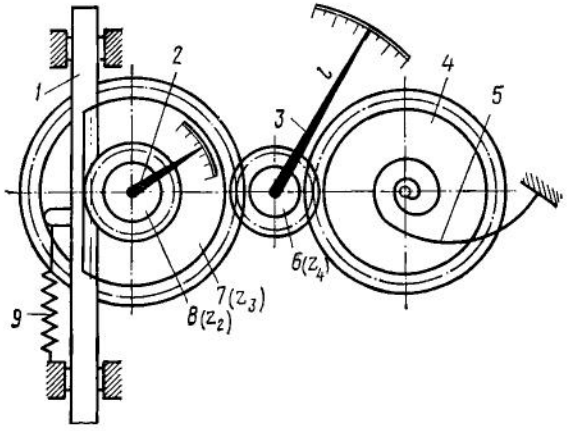


Рис. 22.2

Измерительные головки с зубчатой передачей (индикаторы). Индикаторы подразделяют на нормальные и малогабаритные. Пределы измерения нормальных индикаторов 0...5 и 0...10 мм. Цена деления шкал этих индикаторов 0,01 мм. Принципиальная схема индикатора с ценой деления шкалы 0,01 мм показана на рис. 22.2. Посредством зубчатой передачи осуществляется преобразование малых перемещений измерительного стержня *1* в увеличенные перемещения конца стрелки *3*. На измерительном стержне нарезана зубчатая рейка с шагом p, находящаяся в зацеплении с колесом *8*, имеющим число зубьев $z = 16$. На оси колеса *8* закреплено колесо *7* ($z_3 = 100$), которое сцеплено с малым колесом — трибом *6* ($z_4 = 10$), несущим на оси стрелку *3* длиной $l = 25$ мм. Полный оборот стрелки *3* соответствует перемещению измерительного стержня на 1 мм. Шкала содержит 100 делений. Следовательно, цена деления шкалы 0,01 мм. Для отсчета числа целых миллиметров служат малая стрелка *2*, установленная на оси колеса *8*, и малая шкала с ценой делений 1 мм. Антилюфтовый волосок *5*, находящийся на оси дополнительного большого зубчатого колеса *4*, служит для устранения мертвого хода, который влиял бы на устойчивость показаний стрелки *3* при возвратно-поступательных движениях измерительного штока. Волосок нельзя установить непосредственно на оси зубчатого колеса *6*, которое делает до 10 оборотов. Угол закручивания волоска не должен превышать одного оборота. Измерительное усилие индикатора не должно выходить за пределы 0,8...2 Н (0,8 Н при начальном и 2Н при конечном положениях измерительного штока). Измерительное усилие создается предварительно растянутой винтовой пружиной *9*. Усилие пружины находится в прямой зависимости от ее растяжения. Поэтому имеет место колебание измерительного усилия, ограничиваемое вышеприведенными значениями. Для ограничения колебания измерительного усилия или для его стабилизации применяют длинные пружины (в пределах корпуса прибора) или специальные стабилизаторы.

Передаточное отношение механизма индикатора и шаг рейки определяют из условия, что за полный оборот стрелки ее конец опишет путь, равный длине окружности, т. е. $s = 2\pi l$. При этом измерительный шток должен сместиться на величину $x = 2\pi z_4 m z_2/(2z_3)$, где $2\pi z_4/z_3$ — угол поворота малого зубчатого колеса *8*, сцепленного с рейкой; $mz_2/2$ — радиус делительной окружности колеса *8*.

Передаточное отношение индикатора

$$i = s/x = 2\pi l/[2\pi z_4 m z_2/(2z_3)] = 2lz_3/(mz_4 z_2).$$

Из полученной формулы, соответствующей полному обороту (2π) стрелки индикатора, учитывая, что $x = 1$ мм, определяем модуль зубьев рейки и колеса *8*: $m = z_3/(\pi z_2 z_4)$. Так как $p = \pi m$, то из полученной формулы можно определить шаг $p = z_3/z_2 z_4$. Приборы с зубчатой передачей типа индикаторов имеют ограниченную точность из-за неизбежных погрешностей изготовления зубчатых колес. Особенно большое влияние на точность таких приборов оказывают погрешности первой зубчатой пары (рейка — триб), так как они увеличиваются последующими зубчатыми парами. Допустимая погрешность показаний индикатора с ценой деления 0,01 мм на всем участке шкалы при 10 оборотах стрелки не должна превышать ± 25 мкм.

Измерительные головки с рычажно-зубчатой передачей. Как отмечено выше, на точность показаний индикатора большое влияние оказывает первая зубчатая пара рейка — триб. Точность измерительного прибора можно значительно повысить, если эту зубчатую пару заменить более доступной для точного изготовления рычажной передачей, например синусной или тангенсной. С помощью рычага такого механизма при небольших углах его отклонений можно получить весьма точное начальное увеличение измеряемого отклонения с последующим дополнительным его увеличением зубчатой передачей. Таким образом, рычажная передача, как наиболее точная, всегда должна быть начальной, связанной с измерительным стержнем прибора. Применение рычажно-зубчатых механизмов

преобразования позволяет изготовлять измерительные головки с ценой деления шкалы 0,001 мм, но с соответствующим уменьшением пределов измерения по шкале. Чаще всего это ±0,1 мм. Существует много конструкций рычажно-зубчатых измерительных головок. К ним относятся микромеры, ортотесты, головки рычажно-чувствительных микрометров и многие другие. Наиболее простую конструкцию имеет ортотест (рис. 22.3). Цена деления шкалы прибора 1 мкм, предел показаний по шкале ±0,1 мм, измерительное усилие 0,5 Н. Измерительный стержень *1* с малым плечом углового рычага-сектора *2* представляет синусный механизм. Смещение измерительного стержня *1* посредством синусного механизма и

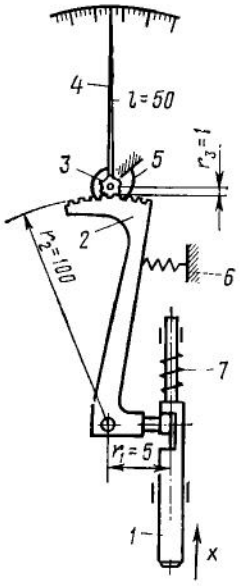


Рис. 22.3

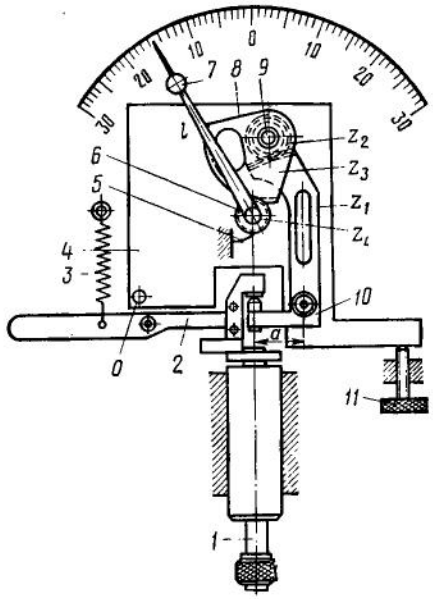


Рис. 22.4

зубчатой передачи, состоящей из зубчатого сектора и триба *3*, преобразуется в поворот стрелки *4*. Измерительное усилие создается пружиной *7*. Для устранения мертвого хода служит волосок *5*. Пружина *6* обеспечивает неразрывный контакт рычага с измерительным стержнем. Особенность конструкции измерительной головки состоит в том, что измерительный стержень *1* опирается сверху на конец малого плеча зубчатого рычага *2*. Такая конструкция предохраняет механизм от ударов при резком подъеме измерительного стержня. Передаточное отношение механизма определяют следующим образом. Допустим, что при смещении измерительного стержня на размер x стрелка отклонилась на угол φ, а ее конец сместился на размер s. Тогда $s = l\varphi$, $x = \varphi r_3 r_1 / r_2$ и передаточное отношение

$$i = s/x = l\varphi/(\varphi r_3 r_1/r_2) = r_2 l/(r_1 r_3).$$

У измерительных головок с ценой деления шкалы 0,001 мм $r_2 = 100$ мм, $r_1 = 5$ мм, $r_3 = 1$ мм и $l = 50$ мм. Тогда $i = 1000$. Предельная погрешность показаний с учетом всего участка шкалы составляет 0,3 мкм при цене деления шкалы 0,5 мкм и 1 мкм при цене деления шкалы 1 мкм.

На рис. 22.4 представлена принципиальная схема микромера. Прибор имеет цену деления шкалы 0,001 мм с пределом показаний ±30 мкм. Допустимая погрешность показаний на всем участке шкалы равна ±0,5 мкм. При смещении измерительного штока *1* поворачивается неравноплечий рычаг *10*, большое плечо которого является зубчатым сектором, соответствующим колесу с числом зубьев $z_1 = 288$. Сектор находится в зацеплении с трибом *9* с числом зубьев $z_2 = 18$. Соосно с трибом *9* закреплен второй сектор *8*, соответствующий колесу с числом зубьев $z_3 = 162$, с которым находится в зацеплении триб *6* с $z_4 = 12$. На оси триба закреплены стрелка *7* и волосок *5*, устраняющий влияние мертвого хода. Механизм смонтирован на плате *4*. Винт *11* служит для поворота платы *4* относительно точки *0* при установке стрелки в нулевое положение. В приборе применены камневые опоры, вследствие чего уменьшается износ цапф осей колес и повышается точность показаний. Рычаг *2* служит для передачи на измерительный шток усилия от пружины *3*. Этим же рычагом можно пользоваться как арретиром, отводя измерительный шток при установке детали в позицию измерения. Передаточное отношение прибора определяют следующим образом. Допустим, что при перемещении измерительного штока стрелка прибора повернулась на угол φ, тогда конец стрелки сместится по дуге окружности на размер $s = l\varphi$. Размер смещения измерительного штока при этом

$$x = \varphi z_4 z_2 a/(z_3 z_1),$$

где $\varphi z_4 z_2/(z_3 z_1)$ — угол поворота рычага *10*; a — малое плечо рычага. Отсюда передаточное отношение

$$i = s/x = z_1 z_3 l/(z_2 z_4 a).$$

Подставив приведенные в тексте и на схеме числа зубьев колес и трибов и размеры $l = 20{,}5$ мм и $a = 5{,}22$ мм, получим $i = 1000$. Полученный результат показывает, что при смещении измерительного штока на 1 мкм конец стрелки сместится на 1 мм, т. е. на одно деление шкалы.

Принципиальная схема рычажно-зубчатого устройства микромера К-6 показана на рис. 22.5, *а*. К измерительному штоку *9* пружиной *3* прижат точечный контакт *8*, эксцентрично установленный на конце малого плеча рычага *7*. К большому плечу рычага *7* силой упругости волоска *4* прижат зубчатый сектор *2*. Контакт между ними осуществляется расположенными под прямым углом цилиндрическими штифтами *10*. Зубчатый сектор находится в зацеплении с трибом *5*, на оси которого установлена стрелка. Волосок *4* одновременно служит для устранения мертвого хода. Передаточ-

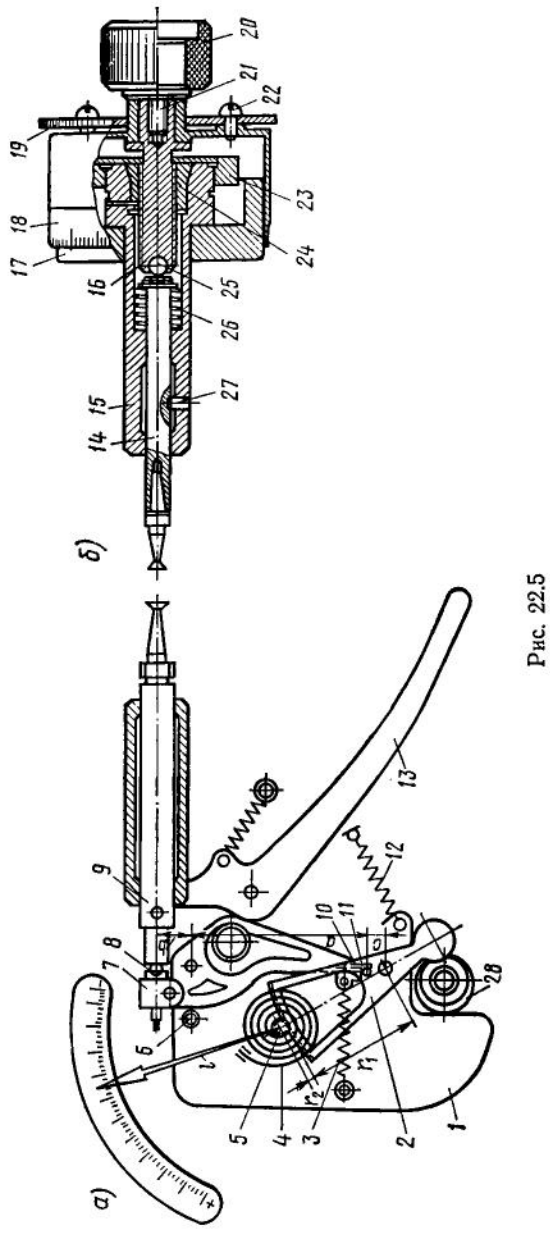


Рис. 22.5

ное отношение измерительной головки $i = s/x$, где s — перемещение конца стрелки, x — соответствующее смещение штока.

При повороте стрелки на угол φ ее конец сместится на размер $s = l\varphi$. При этом смещение измерительного штока $x = \varphi r_2 cb/(r_1 a)$. Отсюда передаточное отношение

$$i = ar_1 l/(bcr_2).$$

Размеры рычажно-зубчатого механизма прибора подобраны таким образом, что передаточное отношение i равно 1200. Значение передаточного отношения можно регулировать изменением величины малого плеча b рычага *7* путем вращения эксцентричного контакта *8* относительно оси. Вращение осей рычага сектора и триба осуществляется в камневых опорах с минимальными осевыми зазорами, что значительно уменьшает силы трения и повышает стабильность показаний прибора. Весь механизм смонтирован на плате *1*, которая пружиной *12* прижата к эксцентрику *28*. Поворотом эксцентрика *28*, изменяющего угловое положение платы *1* относительно оси *6*, производится установка стрелки прибора на нулевое деление шкалы.

На рис. 22.5, *б* дан чертеж микрометрической головки микромера К-6. Особенностью ее является то, что измерительный стержень *14* выполнен отдельно от микрометрического винта *16* и при вращении последнего движется лишь поступательно. Надежный контакт его с микрометрическим винтом осуществляется пружиной *26* через шарик *25*. Вращению измерительного стержня в стебле *15* препятствует шпонка *27*. Связь барабана *18* с винтом *16* осуществляется посредством винта *21* и рукоятки *20*. Микрометрический винт имеет шаг 1 мм. Шкала на барабане имеет 100 делений с ценой деления 0,01 мм. Продольная миллиметровая шкала нанесена на втулке *17*, напрессованной на стебле *15*. Микрометрическая гайка *24* выполнена отдельно от стебля и устанавливается в нем по конусу. Регулировка радиального зазора между резьбами винта и гайки осуществляется поворотом гайки *23*. Храповое колесо *19* присоединяется к барабану винтами *22*. Рукоятка *13* служит для отвода штока *9* при установке измеряемой детали.

Пружинные преобразователи. Приборы с пружинными передачами обладают высокой стабильностью и надежностью показаний. Они отличаются простотой конструкции и имеют повышенную точность вследствие отсутствия погрешностей от мертвых ходов, трения и износа. Применение плоских пружин и мембран взамен обычных опор скольжения и вращения обеспечивает их надежную работу в условиях запыленности, повышенной влажности и вибраций. В пружинных передачах приборов для преобразования малых перемещений измерительного наконечника в значительно большие перемещения указателя используются плоские, прямые, изогнутые или скрученные упругие металлические ленты.

К наиболее совершенным относится пружинный преобразователь, основанный на зависимости поворота среднего сечения скрученной металлической ленты относительно продольной оси от ее

растяжения. Если плоскую ленту скручивать от ее середины в направлении стрелки M, как это показано на рис. 22.6, *а*, то она будет укорачиваться в направлении стрелок N. Если предварительно закрученную указанным способом ленту растягивать в направлении стрелок N', она начнет раскручиваться. При этом наибольший угол раскручивания будет у среднего сечения. На рис. 22.6, *б* показана зависимость угла раскручивания среднего сечения от растяжения Δl для ленты, изготовленной из бериллиевой бронзы с размерами сечения 0,005 × 0,12 мм. Эта зависимость на участке 100...200 мкм мало отличается от прямой линии, что позволяет выполнять шкалу прибора равномерной. Имеющиеся в приборе устройства (см. ниже), позволяют создать предварительное натяжение ленты, чтобы работать на линейном участке AB характе-

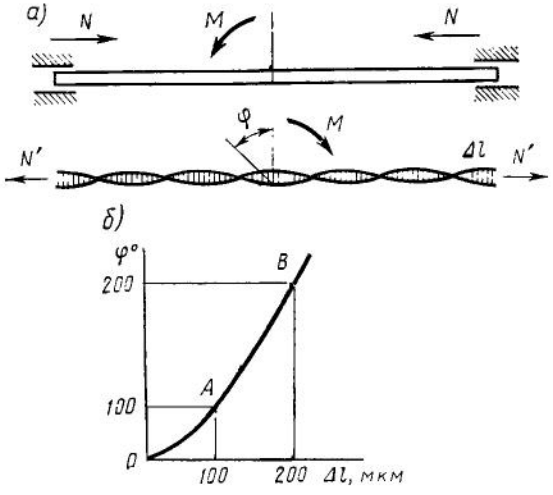


Рис. 22.6

ристики. Толщина лент, применяемых в микрокаторах, берется в пределах 0,003...0,007 мм, а ширина — в пределах 0,15...0,3 мм. Наиболее подходящим по прочности и упругим свойствам материалом для изготовления лент таких размеров является бериллиевая бронза.

Весь механизм прибора (рис. 22.7) смонтирован в стальной втулке *1* и на литом каркасе *3*. Пружинный механизм закрыт передней крышкой *4* со стеклом для обозрения шкалы и задней крышкой *7*, которые скреплены винтами *6*. Измерительный стержень *2* нижним концом закреплен на упругой мембране *11*. Устройство, состоящее из винтовой пружины *8* и хомутика *9*, закрепленного на измерительном стержне с помощью винта *10*, служит для создания измерительного усилия, равного 1,8...2,5 Н. Измерительное усилие можно регулировать в широких пределах перестановкой хомутика *9* на измерительном стержне. Скрученная лента *5* одним

концом закреплена на упругой пластинке *12*, а другим — на упругом треугольнике *21* в точке *B*. Крепление концов ленты производится штифтами с заливкой мест крепления шеллачным лаком. Упругий треугольник винтом *20* присоединен к верхнему концу измерительного стержня *2* и винтом *22* к каркасу *3*. В середине скрученной ленты прикреплена легкая стеклянная стрелка *17* толщиной 0,05...0,08 мм. Упругая пластинка *12* закреплена между

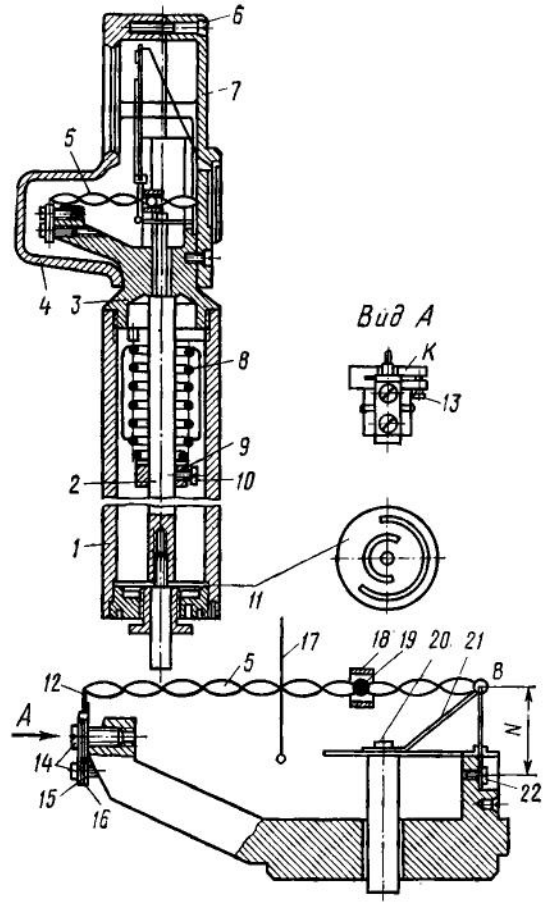


Рис. 22.7

двумя планками *15* и *16*, прикрепленными к кронштейну корпуса двумя винтами *14*. Винты *14* и винт *13*, расположенный сверху, дают возможность регулировать натяжение скрученной ленты. Перемещение измерительного стержня *2* посредством устройства из плоских пружин *21* преобразуется в растяжение ленты *5*, в результате чего стрелка *17* отклоняется и по шкале можно произвести отсчет показания. Для успокоения стрелки применен мас-

ляный демпфер, выполненный в виде втулки *18*, через которую пропущена скрученная лента *5* с наплавленным на нее шеллачным шариком *19*. Масло, находящееся во втулке, затормаживает вращение шеллачного шарика *19* при раскручивании ленты, что обеспечивает быстрое успокоение стрелки. Существенным недостатком микрокатора является применение для отсчета показаний тонкой, едва заметной стрелки. Работа с микрокатором утомляет зрение контролера. Помимо того, расположение стрелки на относительно большом расстоянии от шкалы увеличивает погрешность параллакса.

Более совершенным прибором, построенным на принципе чувствительной скрученной ленты, но лишенным отмеченных выше недостатков микрокатора, является оптикатор. Принципиальная

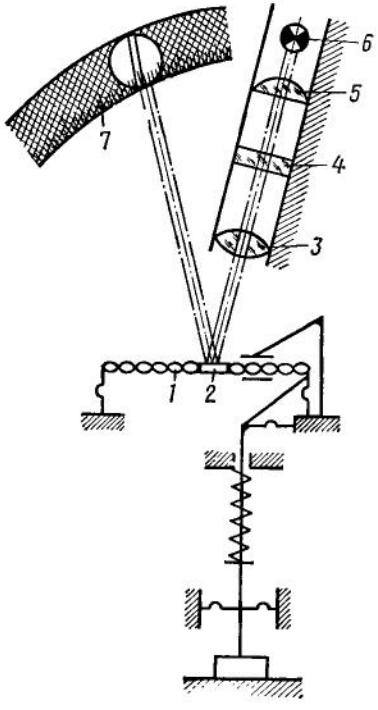


Рис. 22.8

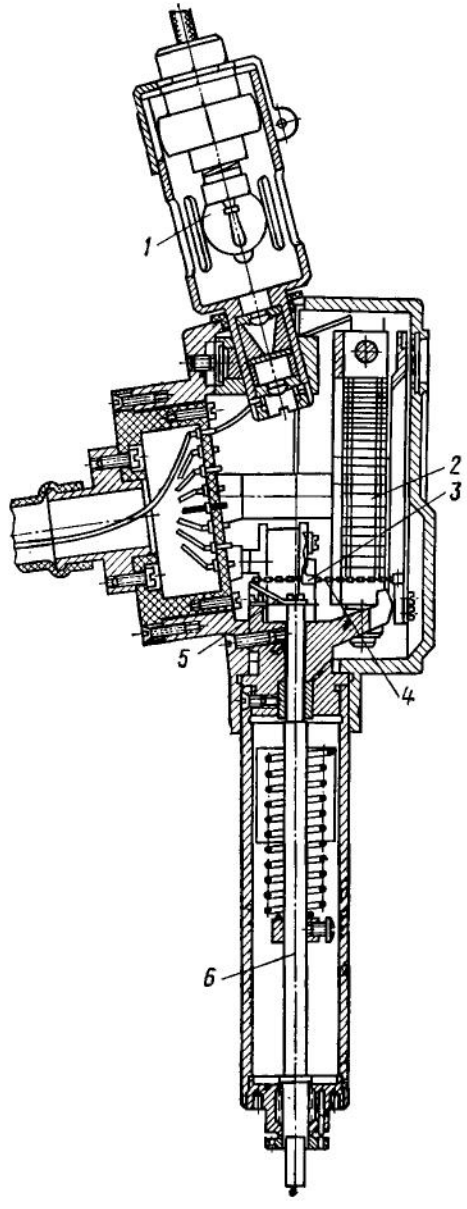


Рис. 22.9

схема измерительной головки оптикатора показана на рис. 22.8. В отличие от микрокатора на скрученной ленте *1* вместо стрелки закреплено зеркальце *2*, предназначенное для отражения на шкале *7* изображения бисектора сетки *4*. Штриховая метка, освещаемая через конденсор *5* лампой *6*, проецируется объективом *3* на зеркало *2*, находящееся в его фокусе. Применение зеркала позволяет в два раза увеличить чувствительность прибора по сравнению с микрокатором. Отражаемый от зеркала *2* луч света отклоняется на вдвое больший угол при одном и том же угле раскручивания среднего сечения ленты. Это позволяет уменьшить в два раза цену деления шкалы прибора. Помимо того, при отсчете показаний отсутствуют погрешности параллакса, так как изображение штриха находится в плоскости шкалы прибора.

Дальнейшим развитием этого прибора является конструкция фотоэлектрического преобразователя с дискретной характеристикой, предназначенного для автоматических измерительных систем. Такие преобразователи предназначены для преобразования линейной величины в определенное число импульсов с помощью ряда фотоэлементов.

Преобразователь работает следующим образом (рис. 22.9). Луч света от источника *1* падает на зеркало *3* и отражается им на блок фоторезисторов *2*. Подлежащее преобразованию линейное перемещение, вызванное, например, изменением размера детали, воспринимается измерительным стержнем *6*. Перемещение последнего поворачивает угольник *5*, отчего происходит изменение натяжения скрученной металлической ленты *4*. Лента раскручивается и отклоняет укрепленное в ее средней части зеркало *3*. Вместе с ним поворачивается отраженный луч, скользя по фоторезисторам *2*. В зависимости от размера перемещения измерительного стержня *6* луч света попадает на тот или иной фоторезистор, резко уменьшая его электрическое сопротивление. В результате ток, протекающий через фоторезистор и составляющий обычно 0,1 мА, возрастает и достигает значения, необходимого для срабатывания высокоомного телефонного реле, например типа РКН, включенного последовательно с резистором.

Электроконтактные преобразователи. Электроконтактные преобразователи являются дискретными. При достижении определенного значения контролируемой величины они размыкают или замыкают контакты электрических цепей, управляющих исполнительными органами системы. Существуют два вида преобразователей: предельные — для контроля предельных размеров деталей и амплитудные — для контроля амплитуды отклонений формы, биения и других параметров. В зависимости от числа пар контактов электроконтактные преобразователи бывают одно-, двух- и многопредельные. По конструкции их делят на рычажные и безрычажные.

На рис. 22.10 представлен наиболее распространенный двухпредельный электроконтактный преобразователь, серийно выпускаемый заводом «Калибр». Корпус преобразователя состоит из металлической скобы *1* и замыкающей стенки *13*, выполненной

из изоляционного материала. Боковыми стенками корпуса являются съемные прозрачные крышки из оргстекла, позволяющие наблюдать работу преобразователя. На стенке *13* закреплены преобразующий (передаточный) механизм и настроечные винты *14* с электроконтактами на концах. Установка их на стенке *13* упрощает сборку, регулировку и ремонт преобразователей. Измерительный стержень *2* перемещается во втулках, установленных в корпусе. На конце измерительного стержня закрепляют съемный

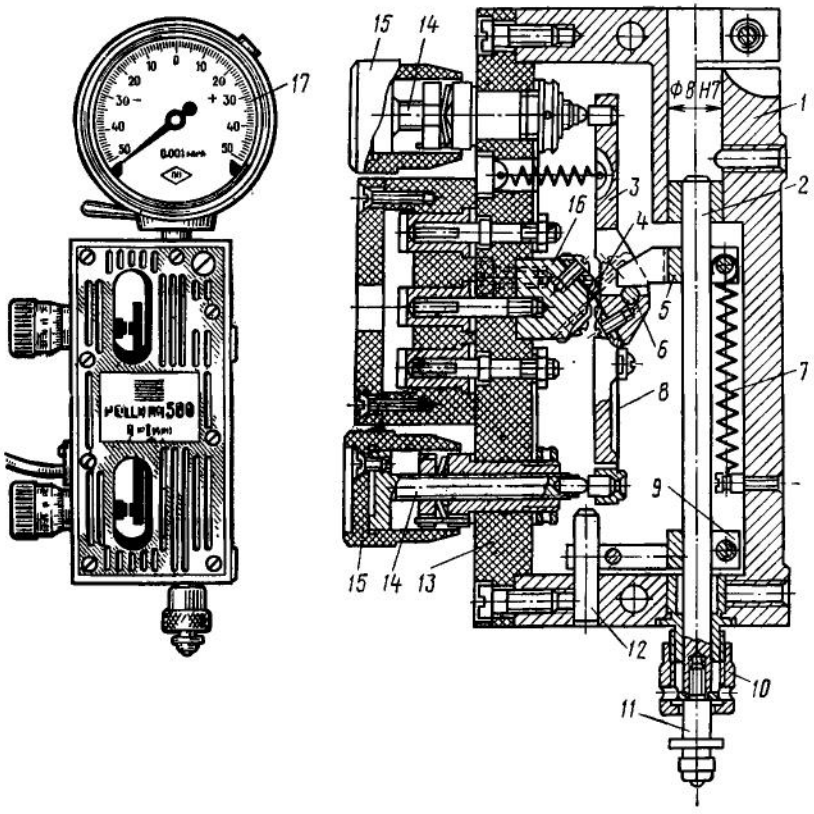


Рис. 22.10

измерительный наконечник *11*. Сверху в корпусе предусмотрено отверстие ϕ8H7 с зажимом для установки измерительной головки *17*, которую используют при настройке и для контроля работы преобразователя. Гайка микроподачи *10* служит для перемещения измерительного стержня при настройке преобразователя с использованием измерительной головки. Пружина *7* предназначена для создания необходимого измерительного усилия. Концы ее закреплены на двух винтах, один из которых — в корпусе, другой — на хомутике *5*, установленном на измерительном стержне. Для предотвращения поворота измерительного стержня служит закрепленный на нем хомутик *9*. На выступающей части последнего есть паз, в который проходит направляющий штифт *12*, запрессованный в отверстие корпуса. Рычаг *3* механизма преобразования с электроконтактами на концах присоединен к стенке *13* корпуса посредством крестообразного пружинного шарнира *4* и колодки *16*. В рычаг *3* запрессован корундовый штифт *6*, который прижат снизу пружинами шарнира *4* к контактной плоской поверхности хомутика *5*. В этом случае возможные удары, передающиеся на измерительный стержень и смещающие его вверх, не передаются на механизм преобразования. Для предотвращения износа конец хомутика *5* выполнен из твердого сплава. Расстояние от корундового штифта до места перекрещивания плоских пружин шарнира *4* является малым плечом рычага. Применение пружинных шарниров характерно для измерительных устройств малых линейных перемещений. Пружинные подвесы и шарниры применяют для небольших перемещений и поворотов. Их преимущество — в отсутствии механического трения и зазоров, имеющихся в обычных направляющих и шарнирах. В связи с этим обеспечивается высокая стабильность срабатывания преобразователя, возможность создания измерительного усилия за счет упругих сил плоских пружин. Нижний электрический контакт присоединен к рычагу на плоской пружине *8*. Такое устройство допускает после замыкания этого контакта дальнейшее смещение измерительного стержня вниз и возможность снятия отклонений, превышающих значение, по которому настроен контакт, с измерительной головки. Верхний электрический контакт непосредственно закреплен в верхнем конце рычага, так как его соприкосновение с неподвижным контактом не препятствует перемещению измерительного стержня вверх. Расстояние от подвижных электрических контактов до точки перекрещивания плоских пружин шарнира равно большому плечу рычага. Неподвижные электрические контакты запрессованы в торцы настроечных винтов *14*, снабженных отсчетными барабанчиками *15*. Контакты имеют выводы к штырям, на которые надевается розетка.

Пневмоэлектроконтактные измерительные преобразователи. Типичным примером устройств, построенных на взаимодействии упругих элементов, рычажных передач, электрических контактов, служат пневмоэлектроконтактные преобразователи. К ним относятся устройства, в которых изменение давления воздуха, вызванное отклонениями размера контролируемой детали, преобразуется в замыкание электрического контакта. Такие преобразователи могут быть применены также для измерения небольших перемещений. Упругими чувствительными элементами преобразователей являются мембраны или сильфоны. По количеству контактов их подразделяют на однопредельные и двухпредельные. Для уменьшения влияния непостоянства давления подводимого воздуха измерительные преобразователи строят на дифференциальном методе измерения.

Конструктивная схема такого пневмоконтактного преобразователя представлена на рис. 22.11. Воздух непрерывно под давле-

нием p попадает в камеру *3* и затем, пройдя дросселирующие сопла *2* и *4*, заполняет сильфоны *13* и *17*, соединенные с планкой *14*. Планка подвижно соединена посредством упругих направляющих из плоских пружин *15* с корпусом *16*. Воздух из сильфона *17* под установившимся в нем давлением выходит в атмосферу через небольшой кольцевой зазор δ между измерительным соплом *18* и измеряемой деталью *19*. Давление в сильфоне *17* зависит от зазора δ, а последний — от размера x детали (или от положения поверхности детали, перемещение которой необходимо измерять). С увеличением размера x зазор δ уменьшается, давление в сильфоне *17* увеличивается и становится больше, чем в сильфоне *10*. Под действием возросшего давления в сильфоне *17* планка *14* смещается влево,

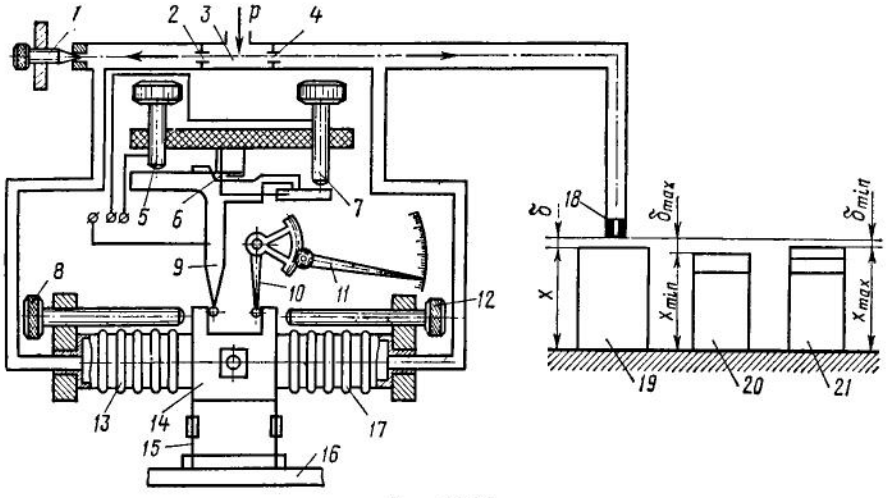


Рис. 22.11

сжимая сильфон *13*. При этом поворачивается прижатый к ней силами упругости шарнира *6* рычаг *9* и замыкает электрический контакт *5*, когда размер x становится равным наибольшему предельному размеру x_{max}. Одновременно поворачивается и рычаг *10* отсчетного устройства, по положению стрелки которого *11* можно снять отсчет отклонения размера детали. При уменьшении размера x зазор δ увеличивается, давление в сильфоне *17* уменьшается. Поэтому планка *14*, а вместе с ней и рычаги *9* и *10* станут перемещаться в обратном направлении. Если размер x уменьшится настолько, что станет равен наименьшему предельному размеру x_{min}, то произойдет замыкание контакта *7*. Установка контактов *5* и *7* на «замыкание» производится их винтами по блокам концевых мер *20* и *21* или по образцовым деталям, размеры которых соответствуют x_{min} и x_{max}. Винт *1* предназначен для установки стрелки *11* отсчетного устройства в нулевое положение путем изменения давления в сильфоне *13*. Для ограничения перемещения сильфонов служат винты *8* и *12*. Пневмоэлектроконтактное устройство, в котором чувствительным элементом является мембрана *1*, показано на рис. 22.12. Принцип действия устройства такой же, как и устройства на рис. 22.11. Номера позиций основных элементов сохранены такими же, как и на рис. 22.11. В обоих рассмотренных пневмоэлектроконтактных устройствах электрические контакты управляют светофорными устройствами или распределительными механизмами контрольно-сортировочных автоматов [11], [52].

Таким образом, дифференциальный метод измерения состоит в том, что на чувствительный элемент преобразователя (сильфоны или мембраны) воздействует разность давлений воздуха в двух его камерах, в которые он поступает от одного и того же источника. Колебание давления подводимого воздуха изменяет давление воздуха p_1 и p_2 в камерах на одинаковый размер Δp и поэтому не влияет на результат измерения:

$$(p_1 + \Delta p) - (p_2 + \Delta p) = p_1 - p_2.$$

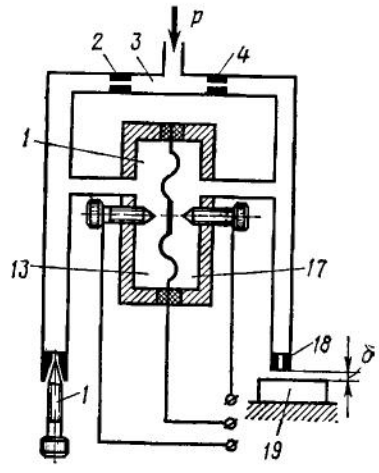


Рис. 22.12

Индуктивные преобразователи. Индуктивный метод, связанный с использованием индуктивных преобразователей, позволяет измерять непрерывно изменяющиеся размеры детали. Это необходимо при контроле деталей в процессе обработки, при измерении шероховатости поверхности, перемещений и в других случаях. Для питания преобразователей необходим переменный ток частотой 50...10 000 Гц. Принцип действия индуктивного преобразователя заключается в непрерывном изменении его индуктивности в зависимости от изменения контролируемого параметра (перемещение, изменение размера детали, деформация упругой оболочки и т. п.). Индуктивность катушки преобразователя

$$L = 4\pi w^2/[\delta_0/(\mu_0 A_0) + \delta_1/(\mu_1 A_1)],$$

где w — число витков катушки; δ_0 — воздушный зазор; δ_1 — длина магнитного потока по средней линии магнитопровода; A_0 — площадь воздушного зазора; A_1 — площадь сечения магнитопровода; μ_0, μ_1 — магнитная проницаемость соответственно воздуха и материала магнитопровода (см. гл. 23).

В конструкциях преобразователей подлежащие измерению линейные перемещения приводят к изменению либо рабочего зазора δ_0 (рис. 22.13, *а*, *б*), либо площади A_0 (рис. 22.13, *в*) этого зазора. Характеристика преобразователя с изменяющимся зазором (рис. 22.13, *д*) нелинейна. Размер нелинейности зависит от длины участка $\Delta\delta = \delta_{max} - \delta_{min}$. Она уменьшается при смещении участка характеристики $\Delta\delta$ в сторону больших значений, т. е. с увеличе-

нием δ_{min}. Размер участка $\Delta\delta$ и его положение определяют в зависимости от допустимой погрешности измерения. Характеристика преобразователя с переменной площадью перекрытия неподвижной и подвижной частей магнитопровода (рис. 22.13, *е*) линейна. Чувствительность таких преобразователей меньше, чем у преобразователя с изменяющимся δ_0 [11]. Для измерения относительно больших перемещений применяют преобразователи соленоидного типа (рис. 22.13, *г*). Наиболее часто индуктивные преобразователи строят на дифференциальном методе измерения (рис. 22.13, *б*). Они имеют две катушки *1* и *2*, между которыми помещен якорь *3*. При смещении якоря из нейтрального положения индуктивность одной катушки возрастает, а другой — на то же значение убывает. Это позволяет вдвое увеличить чувствительность датчика по сравнению с чувствительностью преобразователей, имеющих одну катушку. Помимо этого, в дифференциальных преобразователях значительно уменьшается влияние нестабильности питающего напряжения на точность его работы. Для включения датчиков чаще всего используют неуравновешенную схему моста Уолша и схему самобалансирующегося моста [11]. Индуктивные преобразователи в основном являются безрычажными (рис. 22.14), т. е. они не содержат увеличивающих механизмов. Это объясняется тем, что чувствительность индуктивных преобразователей в большей степени зависит от выбора электрической схемы, частоты питающего тока и в меньшей степени — от механического увеличивающего устройства.

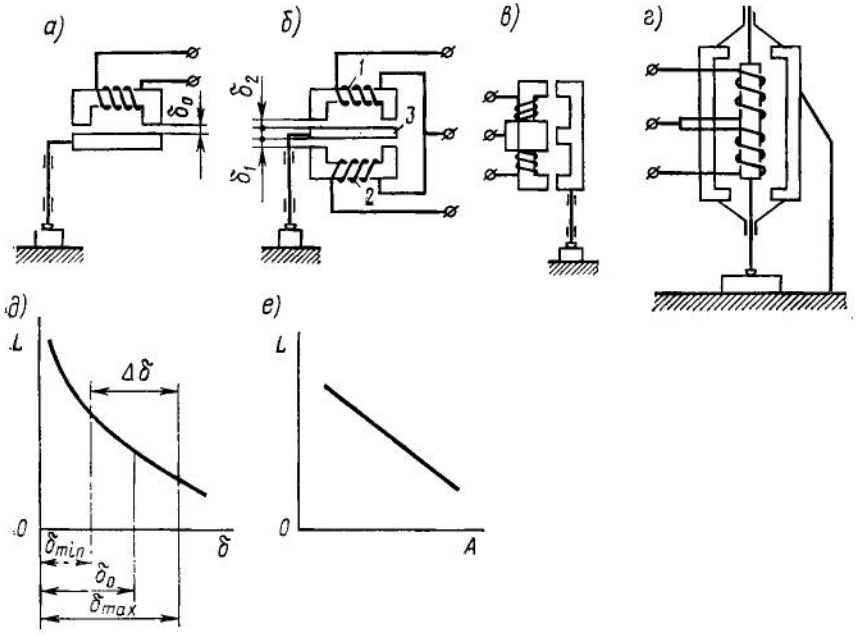


Рис. 22.13

Конструкция малогабаритного индуктивного преобразователя модели 223 завода «Калибр» показана на рис. 22.14, *а*. Он имеет цилиндрическую форму с габаритными размерами $\varnothing 10 \times 75$ мм. Диапазон измерения $\pm 0{,}1$ мм, свободный ход измерительного стержня 2 мм, масса 0,05 кг. Измерительное усилие 25 ± 5сН. Основными узлами преобразователя являются измерительный стержень *3*, направляющей которого служат шарики *2*, находящиеся в зазоре между ним и корпусом *4*. На нижнем конце стержня уста-

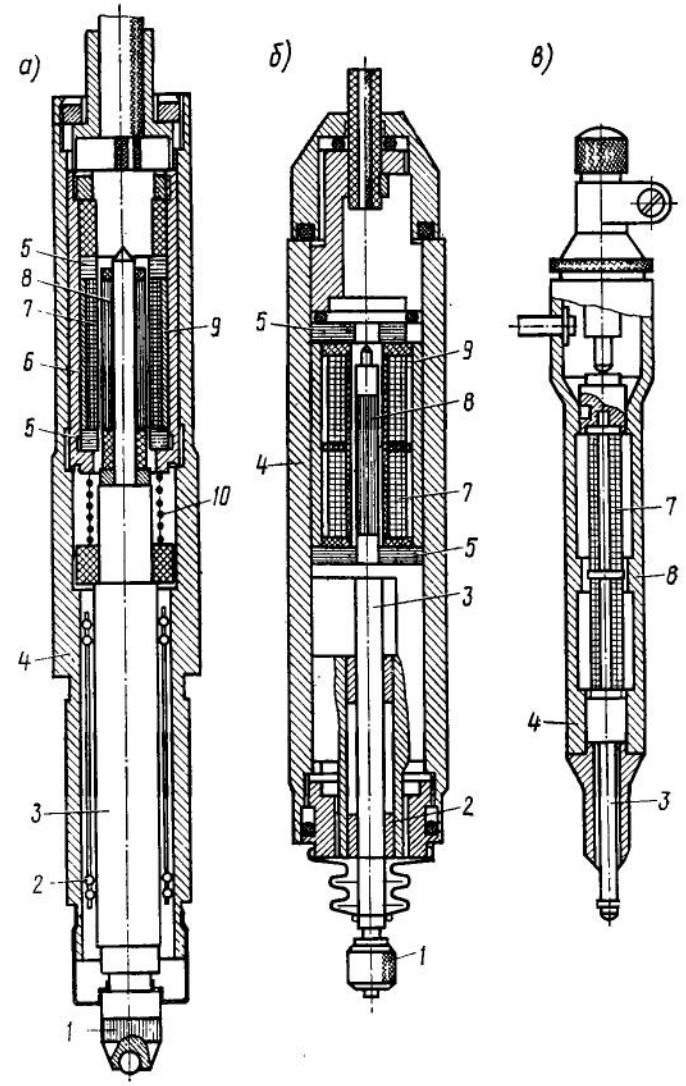


Рис. 22.14

новлен измерительный наконечник *1*, а на верхнем — ферритовая втулка *8*, служащая якорем электромагнита. Магнитопровод выполнен в виде стальной втулки *9* и двух ферритовых шайб *5*, между которыми расположена двухсекционная бескаркасная катушка *7*. Магнитопровод и катушка собраны в латунном стакане *6*. При перемещении измерительного стержня происходит изменение сопротивления магнитопровода на участках перекрытия якоря с ферритовыми шайбами *5*, в результате чего индуктивность одной из катушек увеличивается, а другой — уменьшается. Для создания измерительного усилия служит пружина *10*. Герметизация корпуса осуществляется посредством уплотнителей из резины. Индуктивный преобразователь модели 234 (рис. 22.14, *б*) имеет размеры ϕ 28 × 156 мм, диапазон измерения $\pm$1,5 мм, измерительное усилие 120 $\pm$ 40 сН, свободный ход измерительного стержня 8 мм и массу 0,5 кг. Принцип действия, назначение основных узлов и обозначения позиций такие же, как и у индуктивного преобразователя на рис. 22.14, *а*. Существенное отличие состоит в том, что направляющими измерительного стержня являются бронзовые втулки *2*. Особенностью индуктивного преобразователя, показанного на рис. 22.14, *в*, является установка катушек *7* не в корпусе *4*, а на измерительном стержне *3*, причем якорем служит прилив *8* внутри корпуса, относительно которого катушки смещаются при перемещении измерительного стержня. Измерительный стержень подвешен к корпусу на пружинах мембранного типа.

В рассмотренных индуктивных преобразователях корпус помимо своего основного назначения служит также защитой катушек индуктивности от влияния внешних электрических помех.

§ 22.2. Преобразователи для измерения механических величин

Эти преобразователи воспринимают измеряемую механическую величину (кинематическую — значение и направление перемещения, скорость движения, ускорение или силовую — сила, момент сил, давление газа или жидкости) и преобразуют ее в другую физическую величину, удобную для восприятия ее человеком, регистрирующим прибором, вычислительным устройством, управляющей системой. Или иначе: измерительный преобразователь, воспринимая входной сигнал x, преобразует его в выходной сигнал y.

Определение статической характеристики. Важным показателем эксплуатационных возможностей и области применения этих преобразователей является зависимость выходного сигнала от входного. Эта зависимость выражается дифференциальным уравнением, учитывающим как сами величины, так и их временные производные. Она существенно упрощается, если входной и выходной сигналы не изменяются во времени или изменяются достаточно медленно. В этом случае говорят о статической характеристике (или просто характеристике) измерительного преобразователя.

Статическая характеристика может быть выражена аналитически уравнением $y = f(x)$, связывающим выходную величину y с входной x, в числовой форме, в виде таблицы или же графически. Графическое представление характеристики применяют наиболее часто ввиду его наглядности. Значения входной величины обычно откладывают по оси абсцисс, а выходной — по оси ординат (рис. 22.15, *а*). Рабочий участок характеристики ограничен нижними пределами преобразования: $x_н$ — по входной и $y_н$ — по выходной величинам; верхними пределами — соответственно $x_в$ и $y_в$. Разность верхнего и нижнего пределов образует диапазон преобразования по входной $\bar{x} = x_в - x_н$ и выходной $\bar{y} = y_в - y_н$ величинам. Значения пределов преобразования и форма характеристики определяются, с одной стороны, назначением прибора, а с другой — конструкцией преобразователя и параметрами его элементов.

В большинстве случаев стремятся к тому, чтобы преобразователь имел линейную характеристику, а нижние пределы преобразования были равны нулю. Такая характеристика (прямая *1* на

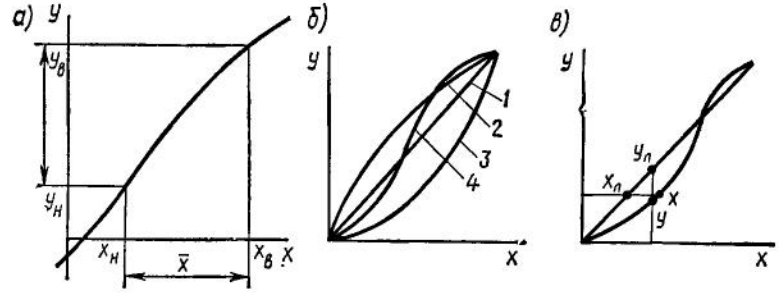


Рис. 22.15

22.15, *б*) удобна для показывающих и особенно регистрирующих измерительных приборов, так как показания и запись легко читаются и воспринимаются. Линейная характеристика преобразователей в вычислительных устройствах упрощает осуществление математических операций. Вместе с тем иногда (и в частности, для вычислительных устройств) нужны преобразователи с нелинейными характеристиками, например с логарифмическими, квадратичными, или такие преобразователи, выходная величина которых пропорциональна некоторой функции входной величины. Следует иметь в виду, что получение строго линейной характеристики нередко сопряжено со значительными усложнениями конструкции преобразователя. Поэтому часто нелинейную характеристику преобразователя условно считают линейной, если ее нелинейность невелика. Под нелинейностью понимают отношение наибольшей разницы величин x, y нелинейной и $x_д$, $y_д$ линейной характеристик (рис. 22.15, *в*) к диапазону:

$$\eta = (y - y_д)_{max}/\bar{y} = (x - x_д)_{max}/\bar{x}.$$

Конструкторам приборов приходится разрабатывать и использовать преобразователи с различными характеристиками, как линейными, так и нелинейными. На рис. 22.15, *б* показаны нелинейные характеристики; затухающая — кривая *2*, возрастающая *3* и произвольная *4*.

Значения пределов преобразования связаны с назначением прибора. Нижние пределы помимо нулевых могут иметь положительные или отрицательные значения по входной и выходной величинам. При этом характеристики выглядят так, как показано на рис. 22.16, *а*. Когда увеличению входной величины должно соответствовать уменьшение выходной, характеристика получается такой, как на рис. 22.16, *б*.

Помимо рассмотренных непрерывных характеристик измерительные преобразователи могут иметь дискретные характеристики, в частности ступенчатую (рис. 22.16, *в*). Подобную характеристику, например, имеют проволочные потенциометры. Иногда такую характеристику при большом числе ступеней считают непрерывной.

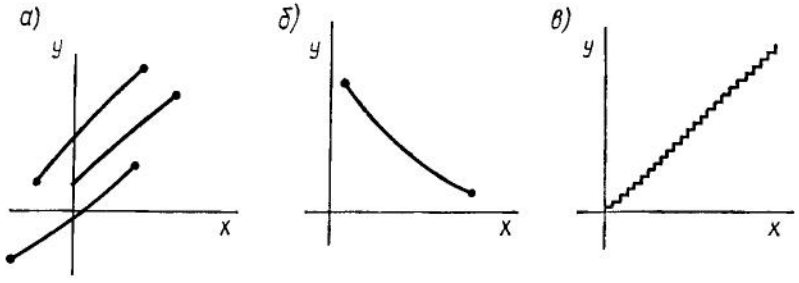


Рис. 22.16

Характеристика дает достаточно полное представление о возможностях преобразователя, но иногда желательны более компактные формы представления этой информации. Одним из удобных, и поэтому часто используемых, показателей, характеризующих преобразователь, является его чувствительность, определяемая как $S = \mathrm{d}y/\mathrm{d}x$. Для линейной характеристики $S = \mathrm{const}$ по всему диапазону; при нелинейной характеристике чувствительность — величина переменная. Для сравнения преобразователей с нелинейной характеристикой иногда пользуются понятием средней чувствительности (или чувствительности по диапазону) $\bar{S} = \bar{y}/\bar{x}$.

В различных областях приборостроения чувствительность преобразователей называют по-разному. Например, чувствительность различных передаточных механизмов обычно определяется отношением скоростей движения выходного и входного звеньев и называется передаточным отношением механизма, чувствительность упругих элементов приборов иногда называют податливостью и т. д.

В зависимости от физической природы входной и выходной величин чувствительность может быть или отвлеченным числом, если

и входная и выходная величины выражены в одинаковых единицах, или размерным, если единицы различны. Например, чувствительность механизма может быть безразмерной величиной, если и входная и выходная скорости или угловые, или линейные; если же одна из скоростей угловая, а другая — линейная, то чувствительность (передаточное отношение) размерная.

Аналитическое определение или графическое построение характеристики выполняется в соответствии с функциональной схемой преобразователя. Оно не встречает принципиальных трудностей, однако при более или менее сложных функциональных схемах могут появиться затруднения, связанные с громоздкостью решения. В этих случаях для упрощения расчета статической характеристики прибор расчленяют, используя его функциональную схему, на отдельные относительно простые элементы — звенья и составляют так называемую структурную схему связи звеньев между собой. При этом каждое звено рассматривают как самостоятельный преобразователь подаваемой к нему входной величины в выходную величину этого звена. Расчленение прибора на звенья производят так, чтобы можно было достаточно легко найти статическую характеристику

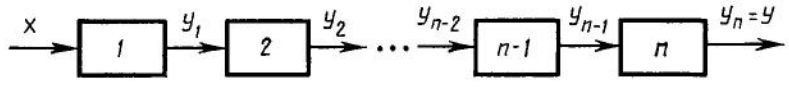


Рис. 22.17

каждого звена. После этого, пользуясь определенными правилами, можно весьма просто найти характеристику прибора по известным характеристикам звеньев и структурной схеме связи звеньев между собой. Звенья структурной схемы могут соединяться между собой последовательно, параллельно и встречно-параллельно. В большинстве случаев функциональная схема преобразователя может быть представлена структурной схемой с последовательным соединением звеньев. Поэтому рассмотрим определение результирующей характеристики прибора при последовательном соединении звеньев (рис. 22.17).

Для аналитического определения характеристики необходимо иметь уравнения, связывающие входную и выходную величины каждого звена, т. е. должны быть известны уравнения характеристик звеньев $y_1 = f_1(x)$; $y_2 = f_2(y_1)$; ...; $y_i = f_i(y_{i-1})$; ...; $y = y_n(y_{n-1})$.

Решив систему этих уравнений, получим искомое уравнение характеристики преобразователя при последовательном соединении звеньев в виде:

$$y = f(x) = f_n[f_{n-1}(\ldots\{f_2[f_1(x)]\}\ldots)].$$

В качестве примера рассмотрим определение статической характеристики мембранного потенциометрического преобразователя (датчика) давления в электрическое напряжение, функциональная схема которого изображена на рис. 22.18, *а*. Характеристику этого преоб-

разователя запишем в виде зависимости выходного напряжения U от измеряемого давления p:

$$U = f(p).$$

Составим структурную схему прибора (рис. 22.18, *б*) в виде цепочки последовательно соединенных звеньев: упругой мембранной коробки *1*, преобразующей давление p в перемещение λ подвижного центра коробки, кривошипно-ползунного механизма *2*, преобразующего перемещение λ центра мембраны в угол поворота α кривошипа механизма, проволочного потенциометра *3*, в котором угловое перемещение α щетки преобразуется в электрическое сопротивление r участка потенциометра от его начала до щетки и, наконец, электрической схемы *4*, в которой изменение сопротивления r преобразуется в изменение выходного напряжения U.

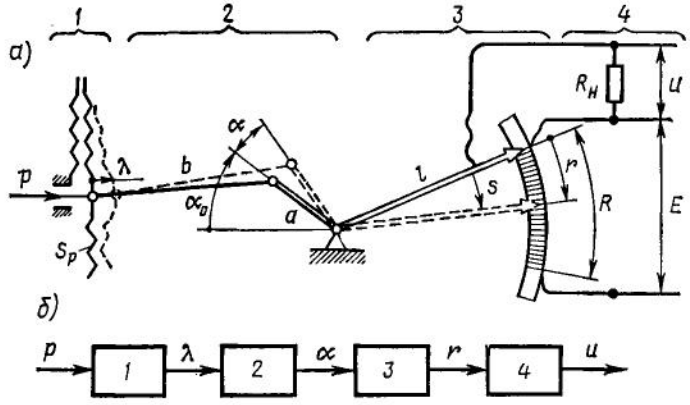


Рис. 22.18

Запишем уравнения статических характеристик всех звеньев.

1) $\lambda = f_1(p)$.

Известно (Ч.1, с. 112),что упругая характеристика мембраны может быть выражена уравнением $p = A\lambda + B\lambda^3$. Предположим для простоты расчета характеристику мембраны линейной. Тогда

$$\lambda = p/A = S_м p,$$

где $S_м$ — чувствительность мембранной коробки.

2) $\alpha = f_2(\lambda)$.

Полагая, что длина b шатуна много больше длины a кривошипа, запишем эту зависимость приближенно в виде

$$\lambda \approx a[\cos\alpha_0 - \cos(\alpha + \alpha_0)] \text{ или } \alpha \approx \arccos(\cos\alpha_0 - \lambda/a) - \alpha_0.$$

Здесь α_0 — начальное положение кривошипа при $\lambda = 0$.

3) $r = f_3(\alpha)$.

Если потенциометр имеет линейную характеристику, то

$$r = r_в l\alpha/d_{из} = S_п\alpha,$$

где $r_в$ — сопротивление одного витка потенциометра; $d_{из}$ — диаметр проволоки с изоляцией (полагаем плотную намотку потенциометра, при которой шаг t намотки можно считать равным $d_{из}$); l — длина щеткодержателя; $S_п$ — чувствительность потенциометра.

4) $U = f_4(r)$.

Пренебрегая сопротивлением источника питания и соединительных проводов и считая, что сопротивление $R_н$ нагрузки существенно больше полного сопротивления R потенциометра, т. е. $R_н \gg R$, получим $U \cong (r/R)E$, где E — напряжение источника питания.

Учитывая последовательное соединение звеньев, составим теперь результирующую характеристику всего преобразователя:

$$U = (E/R)r = (E/R)S_п\alpha = (E/R)S_п[\arccos(\cos\alpha_0 - \lambda/a) - \alpha_0]$$

и окончательно:

$$U = (E/R)S_п[\arccos(\cos\alpha_0 - (S_м/a)p) - \alpha_0].$$

Такое сравнительно простое выражение характеристика получила ввиду совокупности принятых упрощающих допущений. Если, например, вместо принятой характеристики схемы (четвертое звено) $U = (r/R)E$ составить ее без допущения $R_н \gg R$ в виде $U = E/[R/r + (R - r)/R_н]$, то характеристика всего прибора будет выглядеть так:

$$U = \frac{E}{\dfrac{R}{S_п\{\arccos[\cos\alpha_0 - (S_м/a)p] - \alpha_0\}} + \dfrac{R - S_п[\arccos(\cos\alpha_0 - S_м p/a) - \alpha_0]}{R_н}}.$$

Уточнение характеристики других звеньев еще более усложнило бы выражение для характеристики преобразователя. Поэтому в таких случаях, а также в случаях, когда уравнение характеристики какого-либо звена не удается получить в явной форме относительно выходного сигнала этого звена, задачу определения статической характеристики преобразователя решают графически. Следует иметь в виду, что по одной и той же функциональной схеме могут быть составлены различные структурные схемы в зависимости от того, как будет расчленен прибор на звенья. Так, для рассмотренного примера можно составить структурные схемы и с меньшим (рис. 22.19, *а*) и с большим (рис. 22.19, *б*) числом звеньев. При составлении структурной схемы стремятся разбить преобразователь на звенья так, чтобы можно было легко найти характеристику каждого звена. В нашем примере для упрощения графических построений примем структурную схему из трех звеньев (рис. 22.19, *а*).

Для графического построения характеристики преобразователя последовательно в различных квадрантах координатных осей строят характеристики звеньев (в нашем примере характеристики *1*, *2* и *3* на рис. 22.20, *а*), а затем произвольно задаваясь рядом значе-

ний входной величины, находят, переходя от одной характеристики к другой, соответствующие им значения выходной величины и по полученным точкам строят искомую характеристику всего преобразователя (штрих-пунктирная линия на рис. 22.20, *а*).

Точность построения связана с размерами графиков, поэтому их следует выбирать возможно большими. Масштабы по осям следует

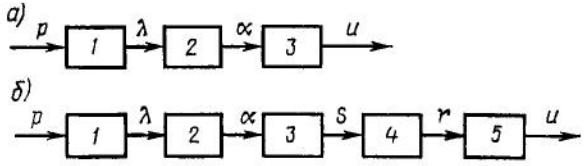


Рис. 22.19

принимать такими, чтобы кривые характеристик звеньев располагались ближе к середине квадрантов. Точность построения увеличивается и само построение становится удобнее, если характеристики «сложить», для чего перегнуть лист с рисунком по осям графика, совместив оси координат (оси p и α и оси λ и U на рис. 22.20, *б*). Построение на совмещенных осях удобнее еще и потому, что оно может быть выполнено для любого числа звеньев, в то время как

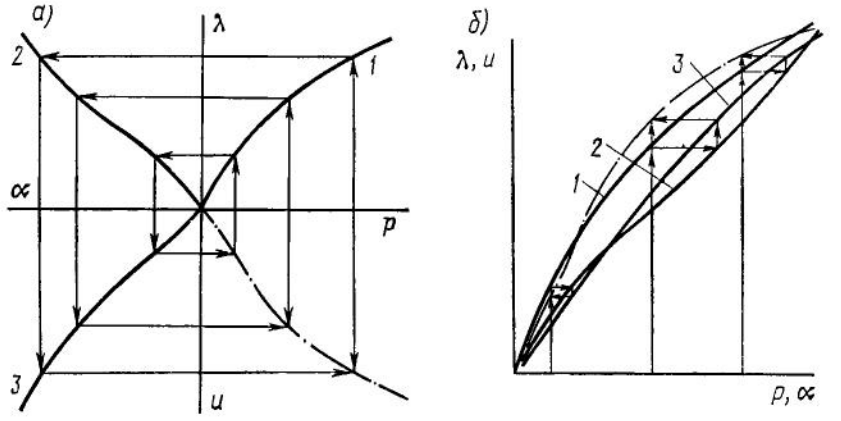


Рис. 22.20

построение на «раскрытых» осях (рис. 22.20, *а*) при числе звеньев более трех выполняется сначала для трех звеньев, а затем полученная результирующая характеристика используется для дальнейшего построения совместно с характеристиками следующих звеньев.

Использование структурной схемы позволяет решать и задачи определения необходимой характеристики одного из звеньев, с тем чтобы в сочетании с принятыми характеристиками других звеньев

характеристика всего преобразователя получилась заданной. Для примера найдем характеристику мембранной коробки, которая в сочетании с кривошипно-ползунной передачей и потенциометром обеспечит для рассматриваемого преобразователя линейную характеристику $U = Sp$. Графическое решение (для наглядности на развернутых осях) показано на рис. 22.21. Аналитическое решение состоит в том, что, выражая выходной сигнал через уравнения характеристик звеньев:

$$U = (r/R)\,E = (E/R)\,S_{\text{п}}\alpha = (ES_{\text{п}}/R)\,[\arccos(\cos\alpha_0 - \lambda/a) - \alpha_0]$$

и заданное уравнение характеристики прибора:

$$U = Sp$$

и приравнивая их, получаем уравнение характеристики мембранной коробки в виде

$$\lambda = a\,\{\cos\alpha_0 - \cos[(RS/(ES_{\text{п}}))\,p + \alpha_0]\}.$$

На рис. 22.22 дан упрощенный чертеж механизма мембранного потенциометрического преобразователя давления, рассмотренного выше. Измеряемое давление p подается по трубке *1*, впаянной в штуцер *2*, который закреплен на литом основании *3* механизма прибора. Попадая внутрь мембранной коробки *4*, давление деформирует мембраны и перемещает жесткий центр *5* и шарнирно связанную с ним тягу *6*. При перемещении тяги противолюфтовая пружина *7* поворачивает валик *8*, установленный в подшипниках *25*. Эти подшипники и подпятники *26* завальцованы в торцах винтов *27*, которыми валик устанавливается в требуемом положении вдоль его оси.

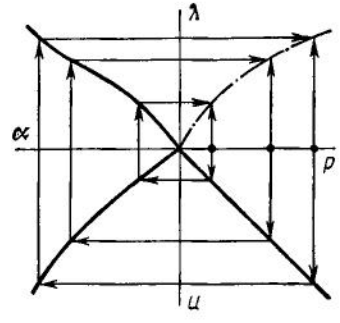


Рис. 22.21

После установки положения валика и регулировки осевого люфта винты *27* фиксируют винтами *18*, стягивающими концы стоек *19*, выполненных за одно целое с основанием *3*. Тяга *6* соединена с валиком *8* посредством биметаллической пластины *23*. Температурные деформации биметаллической пластины изменяют расстояние от шарнира *9* до оси вращения валика *8*. Это дает возможность компенсировать изменение чувствительности мембранной коробки с изменением температуры. Начальное расстояние от шарнира до оси валика при нормальной температуре устанавливается винтом *24*. Через изолирующую втулку *21* с валиком *8* соединен щеткодержатель *17*, выполненный в виде трубки, внутри которой проходят контактные щетки-проволочки *16*. Одними концами эти проволочки закреплены в торце трубки, а другие их концы, выступающие из трубки и изогнутые, скользят по обмотке *13* потенциометра, упруго прижимаясь к ней. Эластичная пружина-

токоподвод *22* осуществляет контакт щеток с измерительной схемой прибора. Каркас *15* потенциометра с обмоткой *13* вклеен в корпус *12*. Этот корпус закреплен на основании *3* регулировочным

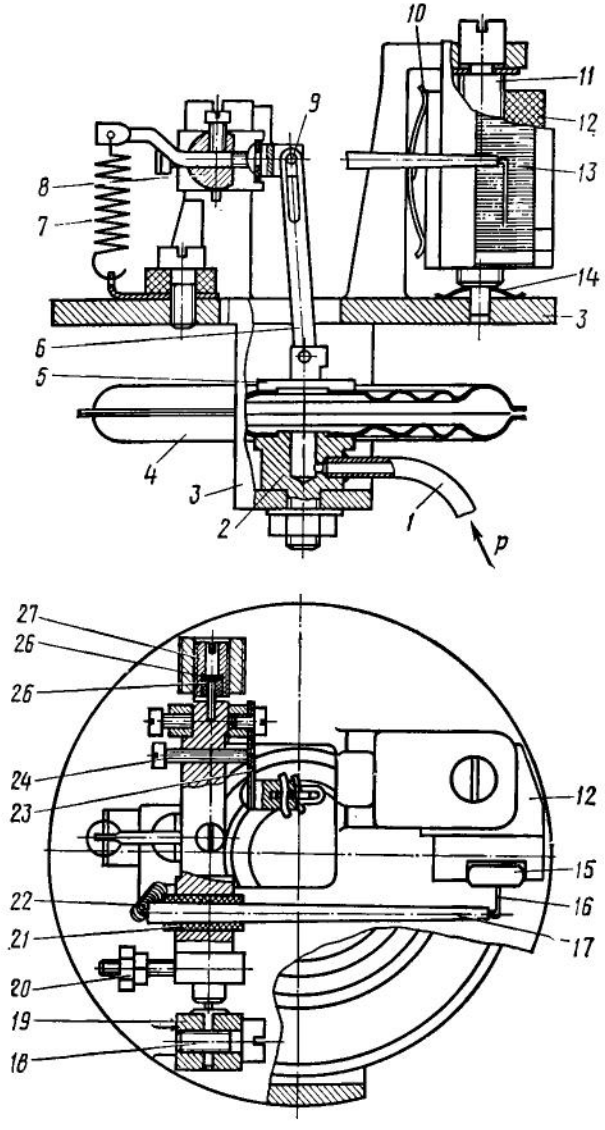


Рис. 22.22

винтом *11*, который служит для установки начального положения обмотки *13* относительно щеток *16* при сборке и наладке прибора. Устранение люфтов корпуса потенциометра и фиксация его относительно основания *3* осуществляются посредством плоских пружин *10* и *14*. Для устранения воздействия на работу преобразователя вибраций и перегрузок подвижная часть механизма уравновешивается относительно оси валика *8* посредством гаек-противовесов *20*.

Проектирование преобразователей. Расчленение прибора на звенья и представление их взаимного сочетания в виде структурной схемы особенно удобно при проектировании преобразователя по заданной или предварительно выбранной функциональной схеме. Одна из основных задач, решаемых при проектировании, заключается в нахождении наиболее целесообразного сочетания основных параметров элементов звеньев с точки зрения получения наилучших эксплуатационных свойств прибора. Так, например, проектируя редуктор с заданным общим передаточным отношением, следует выбрать число ступеней и передаточные отношения ступеней такими, чтобы удовлетворились заданные требования: минимальные габариты и масса, малый момент инерции, высокая точность, низкая стоимость, технологичность и т. д. (см. с. 32). При проектировании измерительных преобразователей с заданными диапазонами входной и выходной величин распределение общей чувствительности преобразователя между звеньями обычно принимают таким, чтобы прибор имел малые погрешности и при этом не превышал заданных габаритов и удовлетворял бы другим эксплуатационным требованиям.

Рассмотрим подробнее проектирование мембранного потенциометрического преобразователя, функциональная и структурная схемы которого даны на рис. 22.19, а конструкция — на рис. 22.23. Основные параметры прибора, отражаемые в техническом задании на проектирование — диапазоны измеряемого давления $\bar{p}$ и выходного напряжения $\bar{U}$, метрологические показатели (нелинейность характеристики, зона нечувствительности, дополнительные погрешности от воздействия измеряемой и окружающей среды и др.), различные эксплуатационные показатели (агрессивность измеряемой среды, ограничение габаритов и массы преобразователя, условия установки (монтажа) прибора и т. д.). Проектирование обычно ведут в два этапа.

Первый этап состоит в выборе и взаимном согласовании диапазонов входных и выходных сигналов всех звеньев. Из рассмотрения структурной схемы (см. рис. 22.18) от входа к выходу имеем: $\bar{\lambda} = \bar{S}_1\bar{p}$, $\bar{\alpha} = \bar{S}_2\bar{\lambda}$, $\bar{r} = \bar{S}_3\alpha$, $\bar{U} = \bar{S}_4\bar{r}$ (или $E = \bar{S}_4 R$).
Так как $\bar{U} = \bar{S}\bar{p}$, то $\bar{S} = \bar{S}_1\bar{S}_2\bar{S}_3\bar{S}_4$.

Подбор диапазонов входных и выходных сигналов звеньев (или, что то же самое, чувствительности по диапазону всех звеньев) производится на основании технико-экономических и эксплуатационных требований технического задания на разработку прибора. Так, с точки зрения получения высоких метрологических характеристик преобразователя целесообразно размер мембранной коробки выбирать большим, с тем чтобы получить большой диапазон перемещения ее центра и соответственно меньшую чувствительность

к силам сопротивления передаточного механизма и потенциометра; целесообразно иметь большое число витков потенциометра (это непосредственно сказывается на его точности) и, следовательно, большую длину перемещения щетки. Однако при необходимости ограничения габаритов и массы прибора, а также малой инерционности подвижной системы следует, наоборот, диаметр мембраны принять малым и иметь потенциометр небольшой длины (и, следовательно, с малым числом витков). Нахождение оптимального сочетания параметров звеньев при противоречивых требованиях к их размерам и составляет основное содержание и наибольшую трудность процесса проектирования на первом этапе. Здесь проводят серию расчетов чувствительности звеньев при различных вариантах сочетания параметров элементов преобразователя, а также расчеты погрешностей, но в самом грубом приближении.

Порядок выполнения первого этапа проектирования преобразователя в рассматриваемом примере можно принять следующим. Сообразуясь с ограничениями габаритов и эксплуатационными требованиями, следует установить наибольший возможный размер мембранной коробки и материал мембран и определить, руководствуясь соображениями прочности и ограничения гистерезиса, ориентировочный размер диапазона перемещения $\bar{\lambda}$ жесткого центра. При этом для ориентировочных расчетов можно использовать технические характеристики мембран, линейных по давлению (см. Ч.1, с. 112, а также [1]). В ходе проектирования в некоторых случаях, например при малом диапазоне измеряемого давления, следует рассмотреть и решить вопрос о целесообразности применения блока мембранных коробок или, наоборот, одиночных мембран (при высоких давлениях).

По заданным напряжению E источника питания и сопротивлению $R_н$ нагрузки устанавливаем, сообразуясь с допустимой плотностью тока j потенциометра, полное сопротивление R рабочей его части и, если надо, значение добавочного сопротивления $R_д$ (см. с. 124). Теперь можно выяснить полный ход $\bar{s}$ щетки, задавшись предварительно диаметрами d и $d_{из}$ провода и числом витков w обмотки. При выборе диаметра провода руководствуются соображениями его прочности при изготовлении потенциометра и во время работы (коррозия, истирание), с одной стороны, и допустимыми значением витковой погрешности и температуры нагрева — с другой (см. с. 124). Полный ход $\bar{s}$ щетки дает возможность установить диапазон угла поворота кривошипа; длину l щеткодержателя выбирают наибольшей в принятых габаритах прибора в целях получения лучшей линейности характеристики механизма. Значения $\bar{\lambda}$ и $\bar{\alpha}$ дают возможность определить среднее передаточное отношение $i = \bar{\lambda}/\bar{\alpha} = 1/S_2$ механизма.

Второй этап проектирования заключается в установлении параметров элементов всех звеньев прибора и согласовании характеристик звеньев, с тем чтобы прибор имел заданную форму характеристики. Наиболее просто это согласование выполняется с помощью графических представлений характеристик звеньев. Можно также

использовать аналитический путь; он дает бóльшую точность расчетов, но не имеет наглядности.

После предварительного выбора параметров звеньев преобразователя, построения их характеристики и определения характеристики прибора решается вопрос о необходимости введения корректировок. Если корректировка полученной предварительным проектированием характеристики прибора признана необходимой, выбирают то звено, характеристика которого должна быть изменена. В рассматриваемом примере этим звеном может быть мембранная коробка (изменением профиля гофрировки можно изменять характеристику мембран, см. Ч.1, с. 124), кривошипно-ползунный механизм (его характеристика может изменяться и путем изменения начального угла установки кривошипа и изменением значения дезаксиала, см. Ч.1, с. 223), потенциометр (его характеристика изменяется при изменении соотношения R, $R_д$ и $R_н$, профилированием каркаса, шунтированием потенциометра и пр., см. с. 124). Выбор конкретного звена и способа проведения корректировки характеристики прибора определяется с учетом всего комплекса технико-экономических требований к прибору и возможностей предприятия-изготовителя.

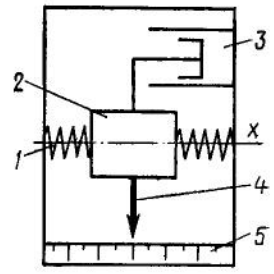


Рис. 22.23

В заключение проектирования определяют метрологические показатели измерительного преобразователя, производят расчет погрешностей, значение которых ограничено техническим заданием.

Акселерометры. Один из методов измерения ускорений — инерциальный — положен в основу приборов, измеряющих как линейные, так и угловые ускорения. Схема прибора, предназначенного для измерения линейных ускорений, — акселерометра — представлена на рис. 22.23. С корпусом прибора, закрепляемого на объекте, ускорение которого требуется измерить, пружинами *1* связана так называемая инерционная масса *2*, являющаяся чувствительным элементом прибора. Для успокоения возникающих собственных колебаний массы служит успокоитель *3*. При отсутствии действия ускорения по оси $\bar{x}$ масса m находится в нейтральном положении. Если объект движется с ускорением $\ddot{x}$, то масса перемещается на некоторое значение x_1, отмечаемое указателем *4* на шкале *5* прибора. Размер перемещения зависит от инерционной силы $F_{ин} = -m\ddot{x}$. Эта сила уравновешивается силой пружин $F_{у.пр} = kx_1$, где k — суммарная жесткость пружин.

При действии постоянного ускорения — $m\ddot{x} = kx_1$ размер смещения массы $x_1 = -(m/k)\,\ddot{x} = -S\ddot{x}$, где S — чувствительность прибора. Так как перемещение массы прибора обычно мало, применяют передаточные устройства — преобразователи, чаще всего электромеханические, например потенциометрические. Поэтому при расчете всех элементов прибора надо кроме исходных данных для чувствительного элемента и успокоителя учесть требования, предъ-

являемые к потенциометрическому преобразователю. Однако на чувствительный элемент такого акселерометра могут действовать боковые ускорения, что может привести к погрешностям при измерении основного ускорения. Поэтому для приборов, которые должны измерять только один компонент ускорения (ускорение, действующее по интересующему исследователя направлению), разрабатывают специальные конструкции чувствительных элементов. Например, чувствительный элемент типа физического маятника не воспринимает ускорения, действующие вдоль оси его вращения.

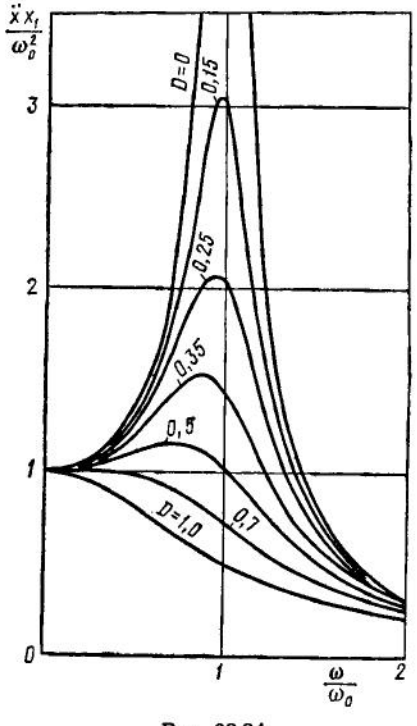


Рис. 22.24

При измерении изменяющихся ускорений могут возникнуть частотные погрешности, размер которых зависит от соотношения между частотой собственных колебаний (ω_0) системы масса — пружина и частотой изменения ускорения ω, действующего на объект. В связи с этим при расчете акселерометров, предназначенных для измерения изменяющихся ускорений, очень важным является рассмотрение динамических характеристик.

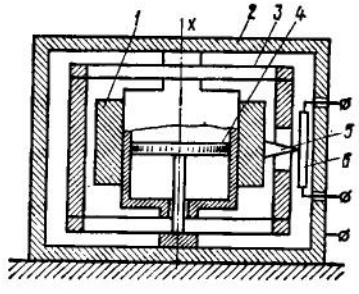


Рис. 22.25

Уравнение движения инерционной массы можно написать в виде

$$m(\ddot{x} - \ddot{x}_1) = c\dot{x}_1 + kx_1.$$

Решив это уравнение относительно $\ddot{x}_1$, получим

$$x_1 = \ddot{x}/\omega_0^2 \sqrt{[1-(\omega/\omega_0)^2]^2 + 4D^2(\omega/\omega_0)^2}, \qquad (22.1)$$

где D — степень успокоения. Графически это решение представлено на рис. 22.24. С помощью этого графика можно выбрать частоту собственных колебаний чувствительного элемента акселерометра при назначенном размере погрешности и определить наиболее подходящее значение успокоения. Например, из графика видно, что

для получения меньших искажений (менее 10 %) надо иметь соотношение $\omega_0 \geqslant (4...10)\,\omega$ и степень успокоения $D = 0{,}5...0{,}7$.

При расчете элементов рассматриваемого прибора задаются значением максимального измеряемого ускорения $\pm a_{max}$, м/с^2, диапазоном изменения его частоты $\omega_{max} - \omega_{min}$, Гц, допустимой погрешностью $\pm\Delta a$, %, выходной величиной — изменением напряжения постоянного тока $\pm\Delta U$, В, напряжением питания U, В. Предположим, что акселерометр выполнен по схеме, представленной на рис. 22.25. Здесь обозначения те же, что и на рис. 22.26, на котором показана конструкция потенциометрического датчика линейных ускорений (перегрузок). Этот прибор предназначен для измерения перегрузок от линейных ускорений, возникающих при испытаниях летательных аппаратов. Инерционная масса *1*, соединенная с корпусом *2* четырьмя парами плоских пружин *3*, имеет

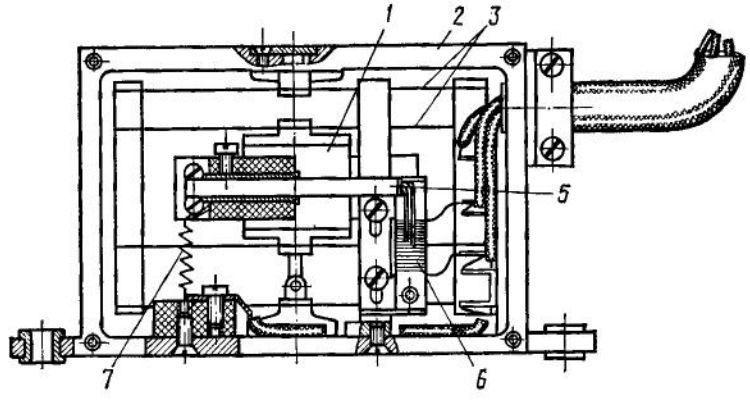


Рис. 22.26

цилиндрическую выточку, в которой может перемещаться поршень *4* (на рис. 22.26 не показан) воздушного успокоителя. На инерционной массе укреплен держатель щетки *5* потенциометрического преобразователя. Каркас с обмоткой *6* связан с корпусом прибора. Мягкая пружинка *7* является токоподводом. Система плоских пружин *3* обеспечивает перемещение инерционной массы относительно корпуса только при действии ускорений, направленных по оси x. Действие других составляющих ускорений (боковых) на инерционную массу не передается. Жесткость описанной системы пружин — подвеса инерционной массы

$$k = 48EJ/(l_1^3 + l_2^3). \qquad (22.2)$$

По графику на рис. 22.24 определяем, что, например, при частоте собственных колебаний $\omega_0 = 5\omega$ погрешность Δa при отсутствии успокоения составит около 5 %, при успокоении $D = 0{,}7$ она не выходит за пределы 1 %.

При заданном максимальном ускорении $\ddot{x} = a_{max}$ смещение x_1 массы найдем по формуле (22.1). Следовательно, можем определить

длину рабочей части обмотки потенциометра. Задаваясь долей погрешности, приходящейся на потенциометр, и значением сопротивления $R_{обм}$ обмотки, находим параметры потенциометра (см. гл. 21).

Из заданных габаритов и конструктивных данных выбираем размеры, форму и значение инерционной массы и определяем необходимую жесткость подвеса $k = m\omega_0^2$. Задавая размеры l_1, l_2 и ширину b пружины по формуле (22.2), при выбранном материале пружин находим

$$J = bh^3/12 = k\,(l_1^3 + l_2^3)/(48E),$$

а также толщину h пружины. Затем, исходя из размеров инерционной массы, выбираем диаметр поршня успокоителя и по формулам гл. 20 вычисляем его конструктивные данные.

§ 22.3. Полупроводниковые тензопреобразователи

Принцип действия тензометрических преобразователей, или тензорезисторов, основан на изменении электрического сопротивления материала при его деформации. Применяются тензорезисторы при измерении напряжений, сил, ускорений и т. п. В составе датчиков для измерения этих величин имеется упругий элемент, механические напряжения в котором пропорциональны измеряемой величине. Тензометр, преобразуя эти напряжения в изменение сопротивления, совместно с измерительной цепью составляет выходное звено измерительного устройства, выполняя таким образом функции, аналогичные потенциометру. Эффективность преобразователей определяется коэффициентом тензочувствительности s, представляющим собой отношение изменения сопротивления к относительной деформации: $s = \Delta R/(R\varepsilon)$, где R — сопротивление тензорезистора; ε — деформация тензорезистора.

Изменение сопротивления $\Delta R/R = (1 + 2\nu)\,\varepsilon + \Delta\rho/\rho$, где ν — коэффициент Пуассона; ρ — удельное сопротивление. Составляющая $(1 + 2\nu)\,\varepsilon$ зависит от изменения геометрических размеров (длины и площади сечения), $\Delta\rho/\rho$ — от изменения удельного сопротивления при деформации материала. Следовательно, $s = (1 + 2\nu) + \Delta\rho/(\rho\varepsilon)$. Для металлических тензорезисторов $(1 + 2\nu) > \Delta\rho/(\rho\varepsilon)$, т. е. чувствительность зависит в основном от изменения геометрических размеров и при $\nu = 0{,}3$ колеблется в пределах 2...5. Существенное отличие полупроводниковых материалов, например кремния и германия, состоит в том, что сопротивление при деформации изменяется главным образом при изменении удельного сопротивления, при этом $(1 + 2\nu) \ll \Delta\rho/(\rho\varepsilon)$. Коэффициент тензочувствительности полупроводников достигает 120...150, что в ряде случаев позволяет обходиться без последующего усиления выходного сигнала.

Проволочные наклеиваемые тензорезисторы представляют собой решетку *2* (рис. 22.27, *а*), состоящую из последовательно соединенных параллельных петель. Тензоэлемент заложен между изоляционными эластичными пластинами *3* и приклеивается на поверхность исследуемого тела. К концам проволоки приварены или припаяны выходные провода *1*. Таким образом, тело, деформируясь, приводит к растяжению или сжатию тензоэлемента через слой клея; в этом состоит один из недостатков наклеиваемых тензорезисторов. Используют также фольговые или пленочные тензорезисторы, которые представляют собой аналогичную проволочным петлевую форму, полученную либо фотолитографическим способом и травлением, либо конденсацией материала на подложку в вакуумной камере (рис. 22.27, *б*). При изготовлении тензорезисторов применяют константан, нихром, платину и прочие металлы и сплавы. Для работы при температурах до 700 °С в качестве подложки, в которую заформовывается проволока или фольга, применяют жаростойкие окислы (окись алюминия, магния, бериллия и др.) с высоким удельным сопротивлением *.

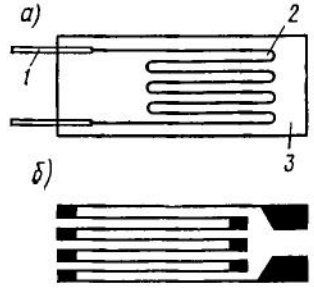


Рис. 22.27

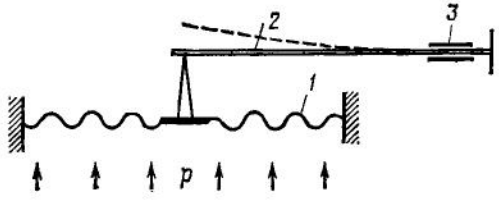


Рис. 22.28

Приклеиваемые тензорезисторы изготовляют также из полупроводниковых материалов: монокристаллического кремния или германия. Они представляют собой прямоугольные пластины толщиной до нескольких десятков микрометров, к концам которых приваривают соединительные провода. Для получения максимальной чувствительности продольное направление совмещают с определенным кристаллографическим направлением.

Рассмотрим несколько схем преобразователей с использованием наклеиваемых тензорезисторов. На рис. 22.28, *а* показан преобразователь «давление — напряжение», состоящий из мембраны *1*, поджатой консольной пластиной *2*. Вблизи заделки, в зоне наибольших напряжений, наклеены тензорезисторы *3*. При повышении давления мембрана и пружина деформируются: при этом верхний тензорезистор сжимается, нижний — растягивается. Статическая характеристика преобразователя, связывающая выходной сигнал с входным, может быть получена из рассмотрения структурной схемы (рис. 22.29). Звено *1* представляет собой преобразователь

* См.: *Ильинская Л. С., Иванов В. М., Поднебеснов В. В.* Высокотемпературные тензорезисторы на основе жаростойких окислов. М., Энергия, 1973.

вида $\sigma = f_1(p)$ и зависит от жесткостей и материалов упругих элементов: мембраны и плоской пружины. Звено *II* состоит из одного или нескольких тензорезисторов и преобразует механические напряжения в изменение сопротивлений: $\Delta R = f_2(\sigma)$. Звено *III* представляет собой измерительную цепь, преобразующую изменение сопротивления в выходное напряжение. Тензорезисторы обычно включают в мостовую схему. Таким образом, на выходе звена получаем $U = f_3(\Delta R)$. В целом для преобразователя давления статическая характеристика $U = f_3\{f_2[f_1(p)]\}$.

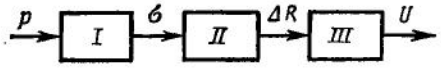


Рис. 22.29

На рис. 22.30, *а* показана конструктивная схема акселерометра для измерения постоянных или меняющихся во времени ускорений. Схема относится к инерционным приборам. Основным элементом ее является масса *1*, расположенная на конце плоской пружины *2*. Другой конец пружины закреплен в основании *3*, закрепленном на исследуемом объекте. Ускорение *a*, перпендикулярное плоскости пружины, приводит к отклонению массы и изгибу пружины. В месте наибольших деформаций, у заделки, на растянутых и сжатых сторонах приклеены тензорезисторы. Для некоторых определенных параметров колебательной системы статическая характеристика может быть вычислена из структурной схемы (рис. 22.30, *б*). Очевидно, что механические напряжения в зоне расположения тензо-

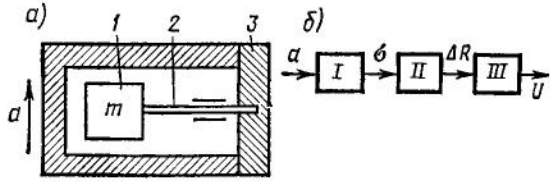


Рис. 22.30

резисторов пропорциональны ускорению *a*, а соответствующим изменениям сопротивления тензорезисторов соответствует выходное напряжение измерительной цепи *U*.

Широко применяют тензорезисторы для преобразования силы или крутящего момента в электрическое напряжение. Воспринимающим элементом или первичным преобразователем служат упругие элементы, позволяющие получать деформируемое состояние, удобное для размещения тензорезисторов. На рис. 22.31,*а* показан преобразователь силы в электрическое напряжение, представляющий собой замкнутое кольцо, сжимаемое силой *F*. В местах, где приклеены тензорезисторы, напряжения, как и деформация, максимальны, причем на внешней стороне кольца растягивающие, а на внутренней — сжимающие. Для измерения крутящего момента обычно применяют тонкостенную трубку (рис. 22.31, *б*). Принимая напряженное состояние в стенках трубки плоским, располагаем тензорезисторы под углом 45° к образующей, т. е. в направлении главных напряжений. В качестве измерительной цепи при использовании тензорезисторных преобразователей широко используют мостовые схемы, которые отличаются большой точностью измерений и высокой чувствительностью.

На рис. 22.32 показана простейшая схема моста постоянного тока. К одной диагонали моста подводится напряжение питания $U_{пит}$, с другой снимается значение измеряемой величины $U_{вых}$. Если схема сбалансирована, что может достигаться введением дополнительных балансировочных резисторов (на схеме не показаны), то $U_{вых} = 0$. Мост считается сбалансированным, если, например, $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$. В разбалансированной мостовой схеме между выходным и входным напряжениями существует следующая зависимость: $U_{вых}/U_{пит} = R_1/(R_1 + R_2) - R_4/(R_3 + R_4)$. При измере-

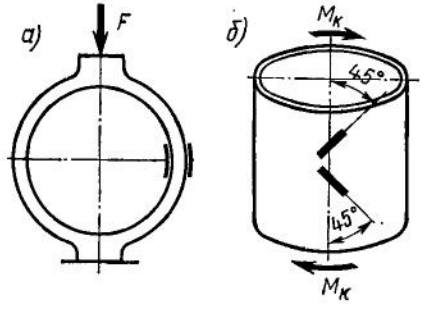


Рис. 22.31

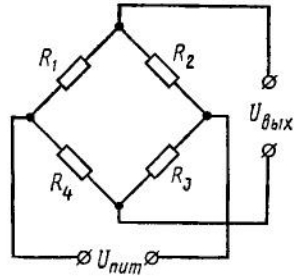


Рис. 22.32

ниях тензорезисторы включают в одно, два или четыре плеча мостовой схемы; такие плечи называют активными. В приведенных выше преобразователях (рис. 20.28... 22.31) можно выделить по два тензорезистора, каждый из которых в процессе измерения увеличивает или уменьшает свое сопротивление (они расположены соответственно на растянутых и сжатых волокнах деформированного материала). Эти резисторы включают в мостовую схему на место R_1 и R_2 (или R_3 и R_4). Для такой полумостовой схемы при условии малых значений $\Delta R_1/R_1$ и $\Delta R_2/R_2$ выходное напряжение определяют из условия $U_{вых}/U_{пит} \cong \Delta R/(2R)$. При этом

$$\Delta R_1/R_1 = -\Delta R_2/R_2; \quad \Delta R_3/R_3 = \Delta R_4/R_4 = 0.$$

Мост с четырьмя активными, одинаково изменяющимися сопротивлениями плеч (полный мост) имеет выходное напряжение вдвое больше, чем полумостовая схема, и в четыре раза больше, чем четвертьмостовая схема (одно активное плечо).

Рассмотрим примеры конструирования электронных схем к тензопреобразователям. Три фактора создают чрезвычайно широкие перспективы для использования полупроводниковых интегральных тензопреобразователей: 1) высокая чувствительность, почти на два

порядка большая, чем чувствительность проволочных тензосопротивлений; 2) возможность микроминиатюризации; в этом отношении с полупроводниковыми датчиками не может соперничать ни один из применяющихся в настоящее время преобразователей подобного назначения; 3) высокие метрологические качества чувствительных элементов вследствие того, что упругий элемент и мостовые схемы сформированы на одном монокристалле и отсутствуют какие бы то ни было соединения. Монокристаллическая природа материала чувствительного элемента обусловливает идеальность упругих характеристик. Уже получены опытные образцы полупроводниковых интегральных тензопреобразователей для определения механических напряжений в элементах конструкций, давления среды, ускорений. В процессе исследования полупроводниковых чувствительных упругих элементов выявились факторы, которые привели к специфическим особенностям конструирования таких упругих элементов и особенно технологическим приемам обработки. Если учесть, что в выделенном объеме монокристалла могут быть сформированы чисто электронные усилительно-преобразовательные звенья, то весь процесс конструирования можно разделить на две самостоятельные части: механическую, которая является первичным преобразователем механической величины (мембраны, упругие перемычки и т. д.), и электрическую — тензорезисторные мостовые схемы, схемы компенсации, усилительные устройства. Как механическая система в зависимости от внешнего воздействия кристалл проектируется с расчетом получения поверхностных зон с повышенными механическими напряжениями, доступными для формирования на них мостовых тензорезисторных схем. Следует отметить особенность обработки профиля и рельефа упругих элементов, в основе которой лежит планарная технология, принятая в производстве полупроводниковых приборов, и химическое травление. Интегральные тензопреобразователи содержат обычно полные мостовые схемы и могут непосредственно применяться для измерения различных механических величин. На рис. 22.33 показана полная мостовая схема, в которой все резисторы имеют одинаковое значение s и включены так, что каждый резистор вызывает однозначное приращение выходного напряжения. В реальных схемах такое положение достигается использованием продольного и поперечного тензоэффектов. Для представленной схемы выходное напряжение связано с напряжением питания $U_{вых} = U_{пит}s\varepsilon$. Рассмотрим способы получения тензорезисторов на монокристаллической пластине. *Диффузионный метод* состоит в том, что если выделить, например, в кристалле n-типа локальную зону и провести в нее диффузию примесью образующую кремний p-типа, то приповерхностная зона окажется изолированной от массы кристалла p-n-переходом. Для использования этой части кристалла как резистора необходимо со стороны поверхности методом металлизации провести провода. Перед металлизацией поверхность кристалла покрывают диэлектрической пленкой. Расположение резистора определяется кристаллографическим направлением плоскости монокристалла, так как коэффициент тензочувствительности зависит от этого направления.

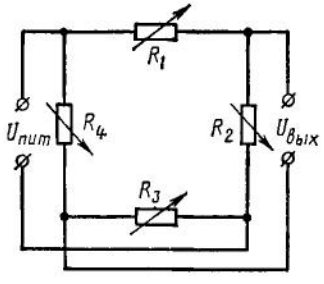


Рис. 22.33

Эпитаксиальный метод состоит в выращивании монокристаллической пленки кремния на поверхности монокристалла диэлектрика, в качестве которого в настоящее время используется сапфир (A_2O_3). Сапфир обладает еще более высокими упругими и прочностными свойствами, чем кремний, и очень хорошими изоляционными свойствами. Поэтому тензорезисторы, выделенные из эпитаксиального слоя, изолированы от подложки. Схема в целом может быть работоспособна при значительных температурах, в то время как диффузионные кремниевые структуры при температурах порядка 120... 150° С выходят из строя вследствие утечек через p-n-переход. Примерные соотношения размеров отдельного тензорезистора показаны на рис. 22.34. Ширину тензорезистора b принимают 5...20 мкм, способ объединения таких элементов в мостовые схемы зависит от многих факторов: характера распределения механических напряжений, условий связи с другими мостовыми схемами, выделенной площади. Если топология рассчитывается из условий минимизации, например поперечной погрешности в акселерометрах, то расположение тензорезисторов подчинено этим условиям.

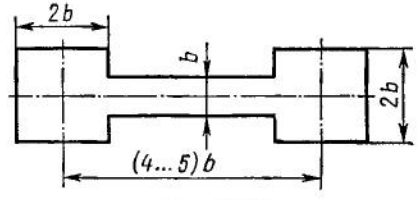


Рис. 22.34

Технологический процесс получения мостовых схем представляет собой последовательность фотолитографических операций, с помощью которых на поверхности полупроводниковых пластин в предварительно защищенной покрытиями вскрываются участки для соответствующей обработки. Основные операции — это диффузия для создания p-n-перехода, анизотропное травление, металлизация. Защита обработанных участков производится пленками SiO_2, нитридной пленкой и др. Все операции имеют групповой метод обработки. Так, на одной пластине кремния диаметром 40 или 60 мм расположено несколько сотен кристаллов. После последней фотолитографической операции кристаллы разделяются механическим или химическим способом и поступают на сборку, состоящую в основном в электрическом соединении контактных площадок кристалла с выходными концами корпусов. При этом могут использоваться стандартные корпуса от полупроводниковых интегральных схем. Расчетная характеристика преобразователя определяется не столько тензоэлементами, свойства которых с учетом направления на всей поверхности пластин неизменны, сколько правильной конструкцией

упругих элементов кристалла, выбором места для расположения мостовых схем и другими особенностями, связанными с восприятием измеряемой величины. Поэтому, хотя способ производства интегральных полупроводниковых тензопреобразователей полностью основанна планарной технологии, в основе своей это приборы типично механические и первичным преобразователем в них является упругий элемент. Тензоэффект не является единственным способом использования упругих качеств монокристаллических материалов, вполне приемлемы емкостные преобразователи перемещения мембран, консольных балок и др. Уже разработаны полупроводниковые датчики механических величин с частотным выходом струнного типа, с тепловым возбуждением.

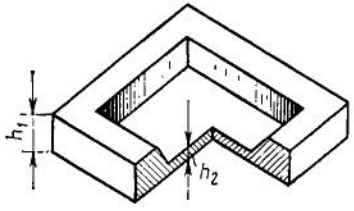


Рис. 22.35

Рассмотрим несколько типовых конструкций полупроводниковых чувствительных элементов. На рис. 22.35 показана мембрана; h_1 — толщина исходной пластины, из которой образована мембрана толщиной h_2. Чувствительный элемент акселерометра консольного типа размером $1 \times 3{,}4$ мм (рис. 22. 36) состоит из трех частей. Левая часть приклеивается к корпусу, правая такой же толщины h_1 является массой. Для получения больших механических напряжений в той части, где расположены тензорезисторы, толщину делают малой, образуя упругую перемычку между базой кристалла и подвижной массой. Четыре тензорезистора *3* образуют полную мостовую схему, к которой подведены провода *2*, заканчивающиеся контактными площадками *1*. Толщина h_2 перемычки определяет не только чувствительность элемента, но и собственную частоту. Пятый провод, подведенный к мосту, необходим для внешней балансировки моста.

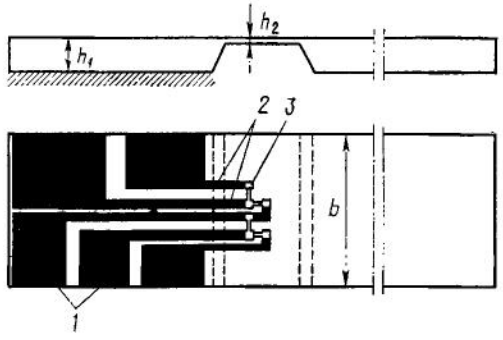


Рис. 22.36

На рис. 22.37 показана конструкция чувствительного элемента акселерометра повышенной чувствительности, состоящая из жесткого контура *2* и подвижной массы *1*, которая подвешена на двух упругих перемычках *3*. На внешних планарных сторонах этих перемычек расположены две полные мостовые схемы. Контактные площадки распределены по всей поверхности жесткого контура. Площадь кристалла $2{,}2 \times 3{,}5$ мм. Особенность этой конструкции состоит в том, что при малых толщинах перемычек монтаж кристалла в корпусе не представляет больших затруднений, так как и клейка, и подвод навесных проводов к контактным площадкам производятся без механических воздействий на инерционный элемент. В рассмотренных конструкциях основным является процесс получения формы и рельефа чувствительного элемента. Для получения мембран, тонких перемычек и соответствующего профиля применяют химическое травление. Если поверхность кристалла имеет кристаллографическую плоскость [100], то можно использовать анизотропные травители. Образующуюся при стравливании кремния поверхность сохраняет шероховатость исходной поверхности, а боковые поверхности, соответствующие плоскости *3*, наклонены под углом 35,3° (рис. 22.38). На рис. 22.38 показаны образование мембраны или упругой перемычки *1*, сквозное двустороннее протравление *2* и травление «на выклинивание» *3*, которым пользуются для разъединения пластины на отдельные кристаллы взамен алмазного скрайбирования. Достоинство травления перед механическим (алмазным) разделением состоит в отсутствии микротрещин, а следовательно, и концентрации местных напряжений.

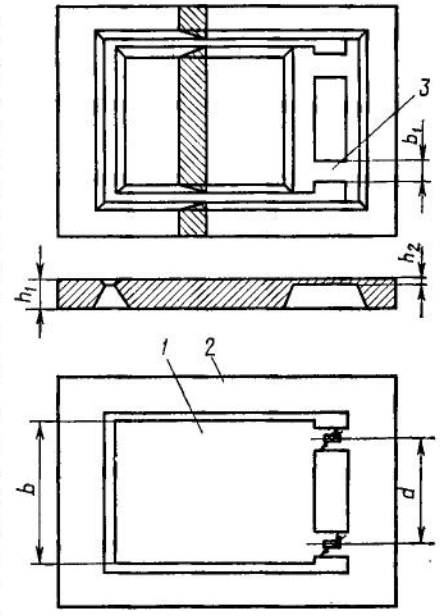


Рис. 22.37

Особое внимание при проектировании упругих элементов из монокристаллического кремния следует уделять вопросам прочности, когда упругие перемычки и мембраны образованы анизотропным

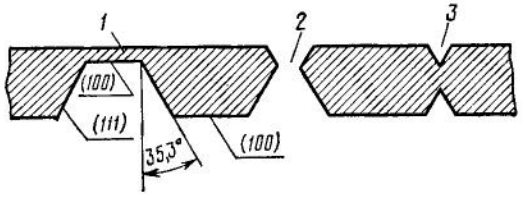


Рис. 22.38

травлением. Низкая шероховатость образуемых поверхностей способствует тому, что внутренние углы между этими поверхностями имеют чрезвычайно малый радиус скругления. При изгибе балки (см. рис. 22.36) в этих углах возникает большая концентрация напряжений, которая и определяет прочность консольного элемента.

На рис. 22.39, *а* показана мембрана, нагруженная давлением p. Рассмотрение напряженного состояния необходимо вести раздельно для внешней, планарной поверхности кристалла, на которой концентраторов напряжений нет, и для внутренней, где по периметру мембраны имеется внутренний угол с радиусом r. Примерный вид этих напряжений на наружной H и внутренней B поверхностях показан соответственно на рис. 22.39, *б*, *в*. Из верхней эпюры видно, что мостовую схему целесообразно располагать в зоне, соответствующей σ_{max}, т. е. вблизи заделки мембраны, несмотря на значительную неравномерность напряжений. В центре мембраны наблюдается плоское двухосное напряженное состояние с одинаковыми главными напряжениями. Для внутренней поверхности B (рис. 22.39, *а*) характерны резкие пики с напряжениями σ'_{max}, которые в несколько раз больше напряжений сглаженных пиков на наружной поверхности. Чувствительность датчика определяется напряжением σ_{max}, а прочность — напряжением σ'_{max}. Отсюда следует, что местные напряжения в углах вызывают ограничение чувствительности.

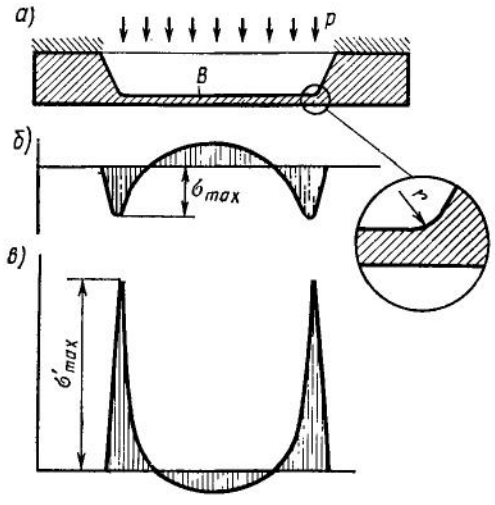


Рис. 22.39

На рис. 22.40, *а*...*г* показаны схемы акселерометра и напряжения, возникающие в результате приложения к центру тяжести массы m силы ma (a — ускорение). Изгибающий момент $M_и$ (рис. 22.40, *б*) создает напряжение на плоской, планарной стороне (рис. 22. 40, *в*) и внутренней (рис. 22.40, *г*). В реальных образцах кристаллов длина перемычек мала по сравнению с расстоянием от заделки до центра тяжести, поэтому на поверхности перемычки перепад напряжений невелик и создаются хорошие условия для расположения тензорезисторов. Напряжения σ_1 в перемычках на внутренней и наружной поверхности одинаковы по абсолютному значению и могут быть определены из выражения $\sigma_1 = \sigma_{max}/K_т$, где $K_т$ — теоретический коэффициент концентрации, зависящий от толщины перемычки и радиуса.

Если принять $\sigma_{max} = \sigma_в$, то напряжение σ_1 будет предельным для рабочей зоны. Допускаемое напряжение $[\sigma_1] = \sigma_в/(nK_т)$, где n — запас прочности.

Влияние концентраторов напряжений во внутренних углах можно снизить, если в середине перемычки сделать сквозное окно, удаленное от внутренних углов (см. рис. 22.37). Тогда на оставшихся двух перемычках напряжение повысится до σ_2, где $\sigma_2 = \sigma_1 b/(2b_1)$, а допускаемое напряжение для рабочих зон перемычек

$$[\sigma]_2 = [\sigma_{вр}/(nK_т)]\, b/(2b_1).$$

Пики напряжений $\sigma_{1\,max}$ связаны с концентрациями напряжений во внутренних углах проема, которые можно уменьшить соответствующими скруглениями. Высокой чувствительностью могут обладать плоские кристаллы толщиной 30...50 мкм. Однако такие пластины сложны в изготовлении и плохо удовлетворяют условиям групповой

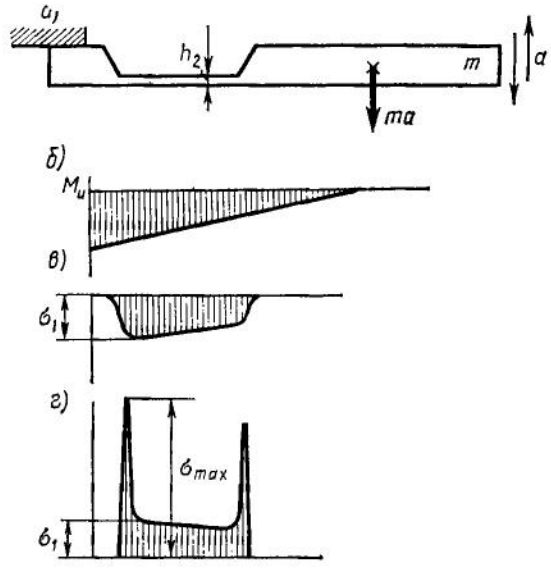


Рис. 22.40

технологии. Для кристалла (см. рис. 22.36) с распределением напряжений (рис. 22.40) выходное напряжение $U_{вых} = U_{пит} s\varepsilon$, где s — коэффициент тензочувствительности. С учетом размеров b и h $U_{вых} = U_{пит} s 6 M_и/(Ebh^2)$, где E — модуль Юнга. Если использованы две перемычки шириной b_1 (см. рис. 22.38), выходное напряжение $U_{вых} = 3M_и U_{пит} s/(Eb_1h^2)$.

Из этих выражений следует, что чувствительность определяется главным образом толщиной перемычек или кристалла. Изгибающий момент $M_и$ может быть увеличен размещением присоединенной массы на конце консоли. Собственная частота, а также чувствительность могут быть вычислены, если заданы геометрические размеры кристалла.

РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ И РЕГИСТРИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Глава 23

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

§ 23.1. Основные сведения

Исполнительным электромагнитным механизмом (ИЭММ) называется устройство, в приводе которого в качестве двигателя используется электромагнит (ЭМ) с подвижным ферромагнитным элементом. ИЭММ отличаются большим разнообразием конструктивных решений и благодаря своим богатым функциональным возможностям нашли широкое применение в современной технике (авиационной, ракетной и т. д.), особенно приборостроении и его специальных отраслях, таких, как периферийные устройства вычислительной техники (накопители на магнитных лентах, печатающие устройства, перфокарточные и перфоленточные устройства ввода—вывода информации и т. д.), в радиоэлектронной аппаратуре и т. д. К ним относятся различные устройства для управления клапанами, вентилями, задвижками, золотниками и т. п.; устройства для создания удерживающей или тормозящей сил (переключающие, стопорные, зажимные, тормозные, арретирующие); коммутационные устройства электроавтоматики, телефонии, телеметрии (реле коммутационные, токовые, напряжения, контакторы, магнитные пускатели, шаговые переключатели и т. д.); электромагнитные муфты, служащие для включения и отключения исполнительных механизмов, их реверса, регулирования скорости, ограничения момента (муфты электромагнитные фрикционные, кулачковые, порошковые, комбинированные) и т. д.; электромагнитные шаговые приводы, электромагнитные устройства вибрационного и ударного действия; электромагнитные опоры и т. д.

Классификация ИЭММ. ИЭММ классифицируют по назначению, особенностям конструкции, роду тока и другим признакам. В зависимости от рода питающего тока различают три основные группы ИЭММ: ИЭММ постоянного тока нейтральные, они питаются постоянным током, а их действие не зависит от направления тока; ИЭММ постоянного тока поляризованные, их действие зависит от направления тока; ИЭММ переменного тока, питающиеся переменным током.

В приборах чаще всего находят применение ИЭММ постоянного тока нейтральные. ИЭММ постоянного тока в сравнении с ИЭММ переменного тока при прочих равных условиях имеют значительно меньшие массу, габариты, потребляемую мощность, больший коэффициент полезного действия, способны развивать бóльшие тяговые усилия или движущие моменты. Кроме того, в ИЭММ переменного тока тяговые усилия имеют импульсный характер, что нежелательно и может привести к нарушению нормальной работы устройства; они менее технологичны в производстве в сравнении с ИЭММ постоянного тока и обычно используются в стационарных промышленных установках, питающихся от сети переменного тока (частотой 50 Гц) достаточной мощности, когда многие их недостатки не являются особым препятствием для применения. Даже в тех приборных устройствах, в которых имеется лишь питающая сеть переменного тока, чаще бывает выгоднее установить специальный выпрямитель, чем использовать ИЭММ переменного тока. Такой выпрямитель легко может быть реализован на полупроводниковых элементах, учитывая, что ИЭММ приборных устройств являются маломощными. Приборные ИЭММ часто работают в специфических условиях: при температурах окружающей среды, значительно отличающихся от нормальных, в условиях вакуума или высокого давления, значительных механических перегрузок (линейных, вибрационных, ударных), в агрессивных средах и т. д. Кроме того, обычно к их характеристикам предъявляют особые требования (в отношении массы, габаритов, энергопотребления, срока службы, надежности, быстродействия или замедленного действия и т. д.).

Рассмотрим наиболее распространенные в приборах нейтральные ИЭММ постоянного тока.

Структура ИЭММ. ИЭММ как преобразователь энергии. Несмотря на многообразие выполняемых функций и конструктивных решений, в любом ИЭММ можно выделить две основные части: электромагнит (ЭМ), который играет роль двигателя, и передаточный механизм (ПМ). Конструкция некоторых ИЭММ представлена на рис. 23.1, *а*; 23.2, *а*; 23.3, *а*, а их схемы — соответственно на рис. 23.1, *б*; 23.2, *б*; 23.3, *б*.

На рис. 23.1, *а*, *б* изображено электромагнитное реле, электромагнит которого отмечен позицией *1*. ПМ в нем состоит из двуплечего рычага *3*, одним из плеч которого служит якорь *2* ЭМ, и тангенсной передачи, где коромыслом является другое плечо рычага *3*, а толкателем — гребенка *5*. При включении реле подвижный элемент (ПЭ) — якорь *2*, поворачиваясь относительно ножевой опоры *О*, своим плечом *3* перемещает конечный элемент (КЭ) — гребенку *5*, которая своими упорами *6*, преодолевая силу сопротивления контактных пружин *7* (силу полезной нагрузки устройства) и плоской возвратной пружины *4*, изгибает их до замыкания контактов *8* (элемент нагрузки — контактные пружины — на схеме изображен штриховыми линиями). После отключения реле ПЭ якорь *2* возвращается в исходное положение пружиной *4*.

На рис. 23.2, *а*, *б* показан силовой ИЭММ. Якорь *2* его ЭМ *1* играет роль ползуна кривошипно-ползунной передачи, в которой кривошипом является участок *OB* зубчатого сектора *3*, а ползуном — якорь. Кроме этой передачи в состав ПМ входит также зубчатая передача сектор *3* — трибка *4*. При включении устройства якорь *2*, втягиваясь в ЭМ, тянет за рычаг *BC*, который, в свою очередь, заставляет поворачиваться сектор *3* и в конечном счете приводит к повороту элемента ПМ на оси трибки *4*. При этом преодолевается момент полезного сопротивления $M_{п.с}$ устройства, приложенный к этой оси. В исходное положение ПМ устанавливается после отключения ЭМ винтовой пружиной *5*.

На рис. 23.3, *а*, *б* представлено шаговое поворотное устройство. Его ПМ представляет собой совокупность двуплечего рычага *3*,

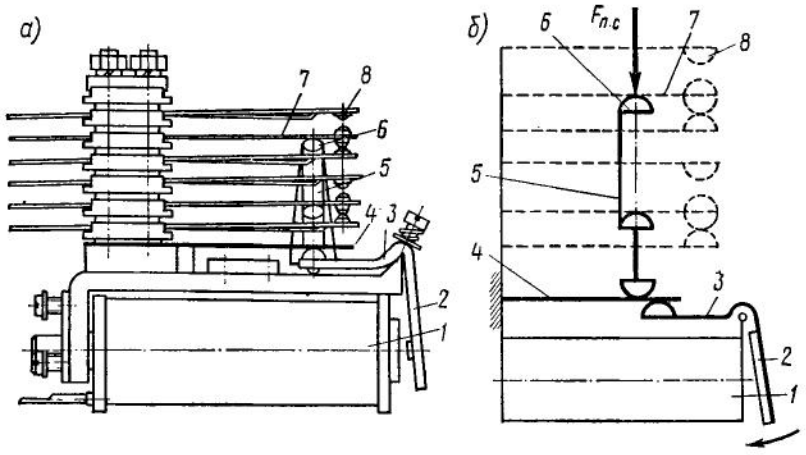


Рис. 23.1

одно из плеч которого, как и в случае электромагнитного реле, является ПЭ ЭМ *1* и храповой передачи, состоящей из храпового колеса *5*, рабочей *6* и стопорной *4* собачек с прижимными пружинами *7*. При включении ЭМ *1* его ПЭ 2 поворачивается относительно опоры *O*. Это движение передается рычагом *3* рабочей собачке *6*, которая поворачивает храповое колесо *5* на определенный угол. В исходное положение ПМ возвращается пружиной *8*. Стопорная собачка *4* не препятствует повороту храпового колеса *5* при рабочем ходе собачки *6* и фиксирует его при обратном ходе этой собачки. Момент нагрузки приложен к КЭ ПМ — оси храпового колеса.

Обязательным элементом любого ИЭММ с нейтральным ЭМ, как это следует из рис. 23.1...23.3, является возвратная пружина. При включении ИЭММ она создает сопротивление в дополнение к силам нагрузки, а при отключении работает как движущий элемент.

Структурная схема любого ИЭММ может быть представлена, как показано на рис. 23.4. Входной ток *i* ЭМ возбуждает силу электромагнитного притяжения $F_э$, действующую на ПЭ, движение которого преобразуется затем в ПМ в поступательное *x* или угловое перемещение φ его КЭ. Последний совершает механическую работу по преодолению сил $F_{п.с}$ или моментов $M_{п.с}$ полезного сопротивления, т. е. полезной нагрузки, приложенной к этому элементу.

В отличие от исполнительного электромеханического привода, в котором ПМ, как правило, представляет собой передачу зубчатыми колесами, ПМ в ИЭММ отличается большим разнообразием, что частично проиллюстрировано схемами рис. 23.1...23.3. Более того, ПМ в ИЭММ может вовсе отсутствовать, при этом роль КЭ, к которому прикладывается нагрузка, выполняет ПЭ ЭМ (например, в устройствах типа электромагнитных клапанов и муфт).

ИЭММ может также рассматриваться как некоторый преобразователь энергии, что поясняется схемой рис. 23.5. Электрическая энергия $W_э$ на входе ЭМ, полученная от источника тока, претерпевает в ЭМ преобразование в магнитную энергию, которая затем преобразуется в механическую энергию $W_м$ ПЭ ЭМ, а последняя в ПМ переходит в полезную механическую энергию W_0, связанную с движением КЭ ПМ. В обеих частях ИЭММ происходят потери энергии: в ЭМ — $W_{эп}$, а в ПМ — $W_{мп}$. $W_{эп}$ обусловливается потерями в омическом сопротивлении обмотки ЭМ, потерями на перемагничивание магнитного материала ЭМ и на вихревые токи; $W_{мп}$ связана с преодолением сил вредного сопротивления в ПМ, т. е. сил трения. В ИЭММ полезная работа совершается лишь в течение короткого промежутка времени при движении ПЭ ЭМ, после чего энергия $W_э$ на входе ЭМ не претерпевает преобразований и затрачивается на возмещение потерь в омическом сопротивлении обмотки ЭМ.

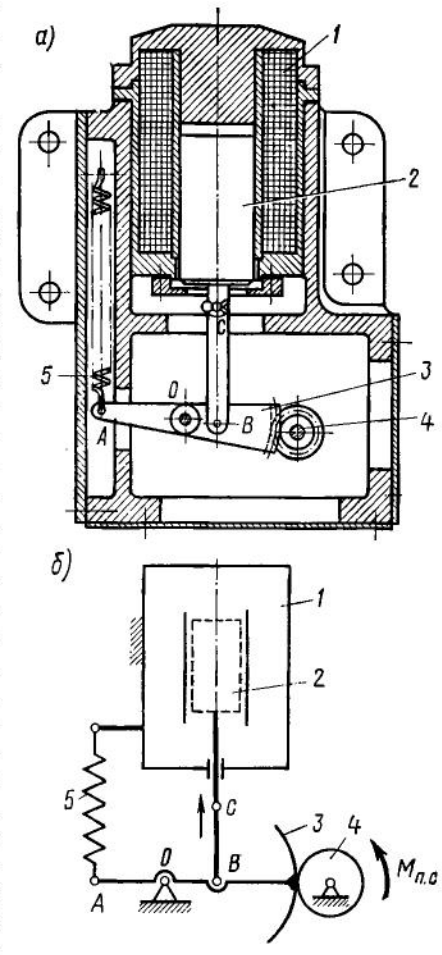


Рис. 23.2

ПМ, как отмечалось выше, в зависимости от назначения ИЭММ может строиться с использованием самых разнообразных механических элементов (валов, осей, опор, направляющих, упругих элементов, фиксаторов, зубчатых, шарнирно-рычажных, кулачковых

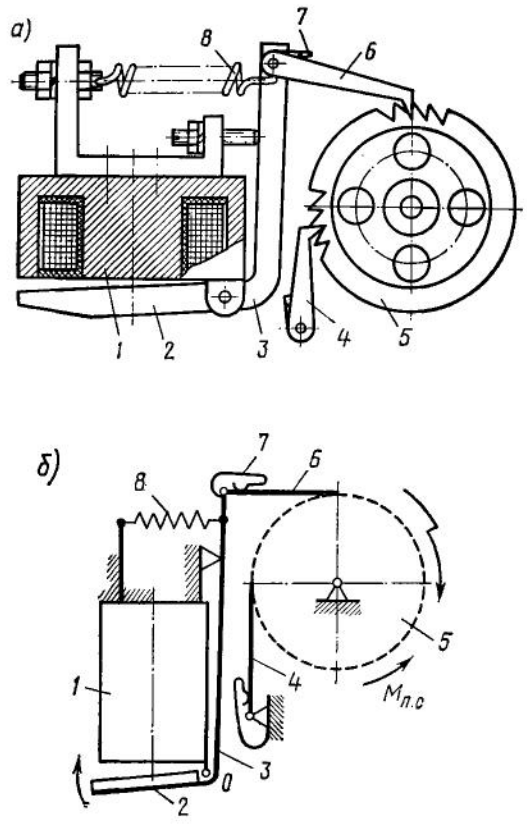


Рис. 23.3

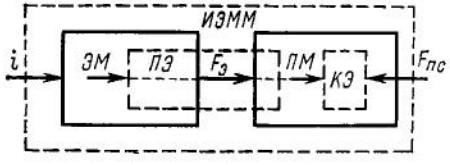


Рис. 23.4

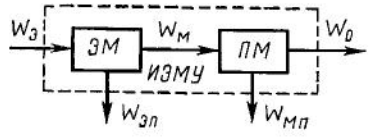


Рис. 23.5

и прочих передач), которые изучались в других разделах курса. Основное внимание при изучении ИЭММ уделяется электромагниту, как наиболее сложному и специфическому узлу ИЭММ, а также вопросам, касающимся ИЭММ, как механизму в целом.

§ 23.2. Характеристики магнитного поля, элементы магнитной цепи и основные части ЭМ

ЭМ — это устройство, работа которого основана на взаимодействии подвижного ферромагнитного элемента с магнитным полем намагничивающей обмотки.

Магнитные поля представляют обычно с помощью так называемых картин или спектров поля, полученных, например, ориентированным расположением в нем железных опилок. Вид картин поля, а также сил, действующих в нем, позволяют ассоциировать магнитное поле с некоторым «застывшим» потоком жидкости [35]. Говоря о движении жидкости, вводят понятие потока, который определяется количеством жидкости, протекающей через некоторую поверхность A, нормальную к направлению движения жидкости, в единицу времени, а также плотности этого потока, которая равна потоку, проходящему через элементарную площадку. Для характеристики магнитного поля вводят аналогичные понятия потока Ф, Вб, и его интенсивности или плотности B, Тл, которую называют магнитной индукцией. В соответствии с определением $B = \Phi/A$.

В качестве основных величин магнитного поля чаще всего принимают индукцию B и магнитную постоянную μ_0, Гн/м, или абсолютную магнитную проницаемость μ, Гн/м, причем индукция рассматривается как величина, характеризующая силовые возможности поля. Для удобства выполнения расчетов в дополнение к основным величинам B и μ_0 формально вводят вспомогательную величину — напряженность поля H, А/м, не давая ей физического толкования: $H = B/\mu$, где $\mu = \mu_r\mu_0$, $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м, а μ_r — относительная магнитная проницаемость среды. При расчете ЭМ условно принимают, что для воздуха и неферромагнитных материалов $\mu_r = 1$; для магнитно-мягких материалов порядок расчетных значений величины H обычно от десятков до тысяч А/м, а B — от десятых долей до 1,5... 2,0 Тл.

Источник магнитного поля характеризуется магнитодвижущей (или намагничивающей) силой (м.д.с.) F_m обмотки. $F_m = Iw$, где I — сила тока в обмотке, w — число ее витков.

При анализе рабочего процесса в ЭМ кроме перечисленных характеристик магнитного поля пользуются также такой характеристикой, как потокосцепление намагничивающей обмотки ψ, которое равно алгебраической сумме потоков, пронизывающих отдельные витки обмотки $\psi = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \ldots + \Phi_n$. Если все витки обмотки w сцепляются с одним и тем же потоком Ф, то $\psi = w\Phi$, если же они пронизываются разными потоками, причем известно изменение потока вдоль оси обмотки, которая является равномерно распределенной по длине, то $\psi = w\Phi_{ср}$, где $\Phi_{ср}$ — среднее значение потока по длине обмотки.

Рассмотрим элементы магнитной цепи и основные элементы ЭМ на примере конструктивной схемы, часто встречающейся у электромагнитных реле (рис. 23.6, *а*).

Магнитная цепь — это совокупность всех элементов, через которые замыкается магнитный поток. Она включает участки, выполненные из ферромагнитных материалов, и воздушные зазоры.

Конструктивно ЭМ состоит из двух основных частей: *катушки* с расположенной на ней обмоткой *6* (ЭМ может иметь несколько катушек и несколько обмоток) и *магнитопровода* — элементов из ферромагнитных материалов. Обмотка в ЭМ служит для создания намагничивающего поля, а магнитопровод — для его усиления и проведения результирующего магнитного потока. Магнитопровод включает *подвижный элемент 3*, называемый *якорем*, и *неподвижную часть*. Неподвижная часть в зависимости от конструктивного исполнения и формы может носить разные названия, причем состоять из нескольких деталей (основания, корпуса, фланцев и т. д.). На рис. 23.6, *а* элементы неподвижной части имеют следующие названия:

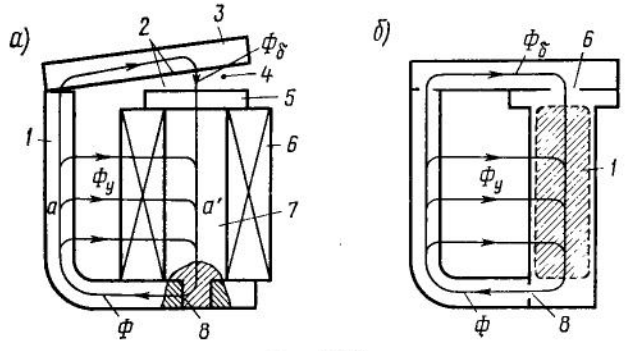


Рис. 23.6

1 — ярмо (корпус, скоба), *5* — полюсный наконечник или шляпка, *7* — сердечник. *Сердечником* называют часть магнитопровода, находящуюся внутри катушки. Иногда роль сердечника выполняет якорь (см. ниже). Якорь отделяется от остальных частей магнитопровода воздушными зазорами и представляет собой элемент ЭМ, который, воспринимая электромагнитную силу, передает ее ведущему элементу ПМ ИЭММ. Количество и форма воздушных зазоров, отделяющих якорь от неподвижной части магнитопровода, зависят от конструкции ЭМ. Воздушные зазоры, в которых возникает полезная сила, называют рабочими (*4* на рис. 23.6); зазоры, в которых не возникают силы в направлении возможного перемещения якоря, называют паразитными (*8* на рис. 23.6). Паразитные зазоры обусловлены технологическими факторами, а также необходимостью исключения залипания якоря от остаточной намагниченности при отключении ЭМ. Их размер колеблется от сотых до десятых долей миллиметра.

Часть полного магнитного потока Ф, которая проходит через рабочий зазор δ, называется рабочим магнитным потоком и обозначается Φ_δ. Часть потока Ф, которая не замыкается через рабочий зазор, называется потоком рассеяния или потоком утечки и обозначается Φ_s или Φ_y. Поверхности магнитопровода, ограничивающие рабочий зазор, называют полюсами *2*. Для более ясного понимания физики явлений, происходящих в ЭМ, оказывается весьма полезной следующая механическая аналогия. Магнитная цепь ЭМ представляется в виде некоторого трубопровода конфигурацией, копирующей магнитопровод. Роль намагничивающей обмотки, создающей магнитный поток в ЭМ, здесь играет насос *6* (рис. 23.6, *б*), перегоняющий по трубопроводу поток жидкости (аналог магнитного потока), а воздушные зазоры (сопротивления магнитному потоку) представляются в виде перегородок *4,8* (сопротивления потоку жидкости). Стенки трубопровода проницаемы и через них происходит утечка жидкости, что имитирует магнитные потоки рассеивания. Из такой схемы сразу становится очевидным назначение полюсного наконечника *5* — он облегчает проведение потока через рабочий зазор.

§ 23.3. Основные характеристики и конструктивные типы ЭМ

Механическая характеристика, или характеристика противодействующих сил (нагрузки). Это зависимость полной силы (момента) сопротивления, приведенной к якорю, от его положения или размера рабочего зазора: $F_п = F_п(\delta)$. Силы сопротивления включают силы полезного сопротивления (полезной нагрузки), приложенные к конечному элементу КЭ передаточного механизма (с ними связано выполнение полезной работы), а также силы вредного сопротивления, к которым относятся силы трения, действующие на подвижные элементы ПМ, и сила возвратной пружины. Типичные характеристики нагрузок изображены на рис. 23.7, *а...г*.

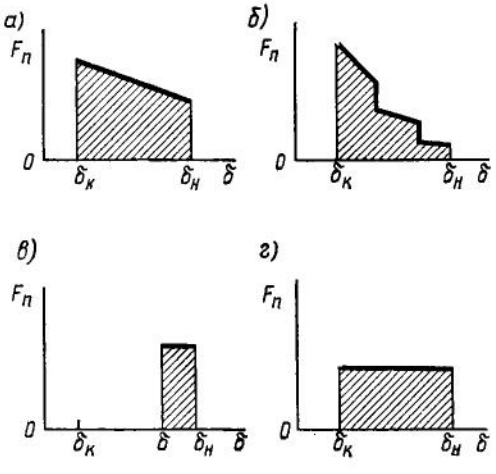


Рис. 23.7

Тяговая характеристика. Это зависимость электромагнитной силы притяжения, действующей на якорь, от его положения или размера рабочего зазора $F_э = F_э(\delta)$. Различают *статическую тяговую характеристику*, если она рассматривается при постоянных значениях питающего тока (или напряжения), т. е. при $I = \text{const}$ (или $U = \text{const}$), и *динамическую тяговую характеристику*, учитывающую в отличие от статической изменение тока в обмотке ЭМ при движении якоря. В силу разного характера изменения тока в режиме включения и отключения ИЭММ динамические тяговые

характеристики для этих режимов также различны. Взаимное расположение тяговых и механических характеристик показано на рис. 23.8. Для надежного срабатывания ИЭММ при включении необходимо, чтобы динамическая тяговая характеристика *2* во всем диапазоне изменения зазора δ проходила выше механической характеристики *3*, а для четкого срабатывания ИЭММ при отключении, наоборот, динамическая характеристика *4* должна проходить ниже механической. Обеспечение при расчете ИЭММ необходимого взаимного расположения тяговой и механической характеристик называют их согласованием. Обычно ограничиваются согласованием статической тяговой *1* и механической *3* характеристик, поскольку построение динамической тяговой характеристики связано с определенными трудностями. При этом учитывают то обстоятельство, что динамическая тяговая характеристика *4* лежит ниже статической *1*.

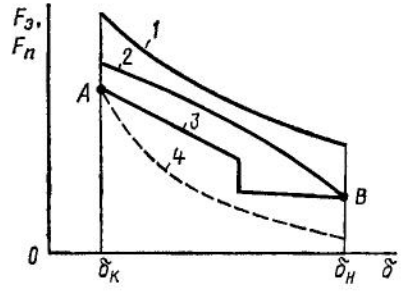


Рис. 23.8

Динамические характеристики срабатывания. Характеризуют быстродействие при включении и отключении ИЭММ (подробно рассмотрены ниже).

Характеристики нагрева. Это зависимость температуры нагрева обмотки ЭМ от продолжительности включенного состояния $\upsilon = \upsilon(t)$.

Прочие характеристики и параметры: масса, габариты, потребляемая мощность, показатели эффективности и т. д.

Конструктивные типы ЭМ и их особенности. Существующие в настоящее время ЭМ характеризуются большим разнообразием конструктивных форм магнитопровода, количеством и расположением катушек и т. д. Их классифицируют по следующим наиболее важным признакам: по характеру движения якоря — с прямоходовым и с поворотным якорем; по форме магнитопровода — с магнитопроводом Ш-образным, U-образным или подковообразным, цилиндрическим и т д., по расположению якоря относительно намагничивающей обмотки — с внутренним, или *втягивающимся*, якорем, который в этом случае иногда называют плунжером, и с *внешним*, или *притягивающимся*, якорем. Последние, в свою очередь, подразделяются на ЭМ с внешним притягивающимся якорем, у которых якорь движется в направлении магнитного потока Φ_δ, и ЭМ с якорем, движущимся поперек направления потока Φ_δ. ЭМ с втягивающимся якорем называют иногда соленоидными или плунжерными, а ЭМ с внешним притягивающимся якорем — ЭМ клапанного типа.

Основные конструктивные типы ЭМ изображены на рис. 23.9. ЭМ с втягивающимся якорем (рис. 23.9, *а,б,в*) могут развивать большие усилия и иметь ход якоря, изменяющийся в очень большом диапазоне. Они экономичны, отличаются хорошей технологичностью

и получили широкое распространение. ЭМ клапанного типа (рис. 23.9, *г,д,е*) характеризуются достаточно большими усилиями, но применяются при сравнительно небольших ходах якоря, отличаются высоким быстродействием, получили широкое распространение, особенно в коммутационных устройствах. ЭМ с якорем, движущимся поперек направления потока Φ_δ (рис. 23.9, *ж*, *з*), развивают небольшие усилия, но позволяют путем соответствующего согласования форм полюсов получить сложный вид тяговой характеристики. Они малоэкономичны и обладают невысоким быстродействием.

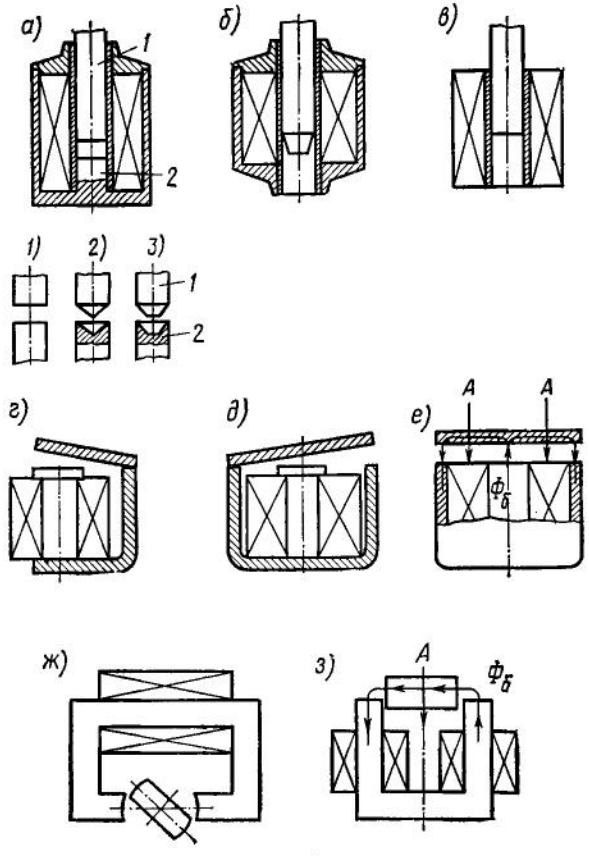


Рис. 23.9

§ 23.4. Основные уравнения рабочего процесса ИЭММ

При описании работы ИЭММ удобно расчленить его на три физически отличные друг от друга, но связанные между собой подсистемы: *электрическую*, *магнитную* и *механическую*. Электрическая

подсистема включает в себя электрическую цепь намагничивающей обмотки, магнитная — магнитопровод, а механическая — передаточный механизм вместе с якорем ЭМ — ведущим элементом этого механизма. Основные уравнения, описывающие рабочий процесс в ИЭММ, следующие.

Уравнение электрической подсистемы (цепи обмотки ЭМ) $U = iR + d\psi/(dt)$, где U — напряжение источника питания цепи обмотки; R — активное сопротивление обмотки; i — мгновенное значение тока в обмотке; ψ — мгновенное значение потокосцепления обмотки; t — время. Это уравнение позволяет исследовать первый этап энергетического преобразования в ЭМ, т. е. преобразование электрической энергии источника питания в магнитную энергию намагниченности магнитопровода, а также выполнить расчет обмотки.

Уравнение магнитной подсистемы (намагничивания магнитопровода) $\psi = \psi(i, \delta)$ устанавливает функциональную связь между током в обмотке i и рабочим зазором δ, с одной стороны, и потокосцеплением ψ — с другой.

Уравнение механической подсистемы (движения якоря)

$$m\,\mathrm{d}^2x/(\mathrm{d}t^2) - F_э + F_п = 0, \qquad (23.1)$$

где m — приведенная к якорю масса всех движущихся элементов ПМ; x — перемещение якоря; $F_э$ — сила электромагнитного притяжения якоря; $F_п$ — сила, противодействующая движению якоря.

В этом уравнении $x = \delta_н - \delta$, где $\delta_м$ и δ — соответственно начальный и текущий размеры рабочего зазора.

Сила $F_э$ есть функция перемещения якоря (или размера зазора)

$$F_э = \frac{\mathrm{d}W_m}{\mathrm{d}t} = -\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\delta}\int_0^{\psi_\delta} i\,\mathrm{d}\psi, \qquad (23.2)$$

где W_m — полное значение запасенной в ЭМ магнитной энергии, соответствующее зазору δ, току I_δ и потокосцеплению ψ_δ.

В общем случае сила $F_п = F_п(x_0, \dot{x}_{п.э})$ и складывается из силы полезного сопротивления (полезной нагрузки) на выходе ПМ, которая является обычно функцией положения конечного элемента ПМ x_0, и сил вредного сопротивления (сил трения), действующих на подвижные элементы ПМ, которые являются функцией от производных перемещения $\dot{x}_{п.э}$ этих элементов (все силы сопротивления рассматриваются приведенными к якорю).

Основное уравнение механической подсистемы (23.1), дополненное функцией преобразования ПМ, т. е. функцией $x = x(x_0)$, связывающей перемещение якоря x и перемещение конечного элемента ПМ x_0, характеризует механический процесс срабатывания ИЭММ при его включении (или отключении). Если якорь совершает не поступательное, а вращательное движение, то в уравнениях механической подсистемы вместо значений x, $F_э$, $F_п$, m, характерных

для поступательного движения, следует записывать значения углового перемещения α, соответствующих моментов сил $M_э$, $M_п$ и моментов инерции J. Очевидно, что перемещение конечного элемента также может быть либо поступательным (x_0), либо вращательным (α_0).

К основным уравнениям ИЭММ относят также уравнения тепловых процессов в ЭМ:

уравнение нагрева $\nu = \nu(Pt_{вкл}; l_1, l_2, \ldots, l_n; \varkappa)$, где ν — температура нагрева обмотки ЭМ, как наиболее чувствительного в тепловом отношении элемента ИЭММ; P—мощность, выделенная в обмотке; $t_{вкл}$ — время включенного состояния обмотки; $l_1, l_2, \ldots, l_n$ — размеры обмотки и элементов магнитопровода; $\varkappa$ — тепловые характеристики материалов ЭМ;

уравнение охлаждения $\nu = \nu(t_{отк}; l_1, l_2, \ldots, l_n; \varkappa)$, где $t_{отк}$ — время охлаждения с момента отключения обмотки от сети.

§ 23.5. Расчет магнитных цепей ЭМ

Наиболее сложной и трудоемкой частью расчетов ИЭММ являются расчеты, связанные с ЭМ, в особенности расчеты их магнитных цепей. При расчете магнитных цепей часто оказывается весьма удобным для наглядности использовать электрические схемы замещения магнитных цепей. Формальная аналогия электрических и магнитных цепей позволяет в схеме замещения произвести следующие замены: силу тока I заменяют магнитным потоком Ф, электродвижущую силу источника питания E — магнитодвижущей силой F_m обмотки, падение электрического потенциала U — падением магнитного потенциала U_m, электрическое сопротивление R — магнитным сопротивлением R_m. При этом магнитная цепь рассчитывается с использованием приемов и способов расчета электрических цепей.

Исходными законами для расчета магнитных цепей постоянного тока являются:

первый закон Кирхгофа — алгебраическая сумма магнитных потоков в любом узле (точке) магнитной цепи равна нулю, т. е.

$$\sum_{i=1}^{n} \Phi_i = 0.$$

Например, если считать, что весь поток рассеяния Φ_y в ЭМ, изображенном на рис. 23.6, *а*, замыкается по пути aa' (т. е. распределенный поток рассеяния приводится к эквивалентному сосредоточенному), то сумма потоков $\Phi_\delta + \Phi_y$, входящих в точку a, должна быть равна потоку Ф, выходящему из нее, т. е. $\Phi_\delta + \Phi_y - \Phi = 0$;

второй закон Кирхгофа — алгебраическая сумма падений магнитного потенциала по замкнутому контуру магнитной цепи равна алгебраической сумме магнитодвижущих сил, действующих в этом контуре. Если считать, что на отдельных участках магнитной цепи напряженность H_i и поток Φ_i постоянны, то этот закон прини-

мает вид

$$\sum_{i=1}^{n} \Phi_i R_{mi} = \sum_{i=1}^{k} F_{mi}$$

или форму так называемого закона полного тока

$$\sum_{i=1}^{n} H_i l_i = H_1 l_1 + H_2 l_2 + \ldots + H_n l_n = \sum_{i=1}^{k} F_{mi} = F_1 + F_2 + \ldots + F_k,$$

где R_{mi} — магнитное сопротивление i-го участка цепи; $R_{mi} = l_i/(\mu_i A_i)$; l_i, A_i, μ_i — соответственно длина, площадь сечения и магнитная проницаемость i-го участка;

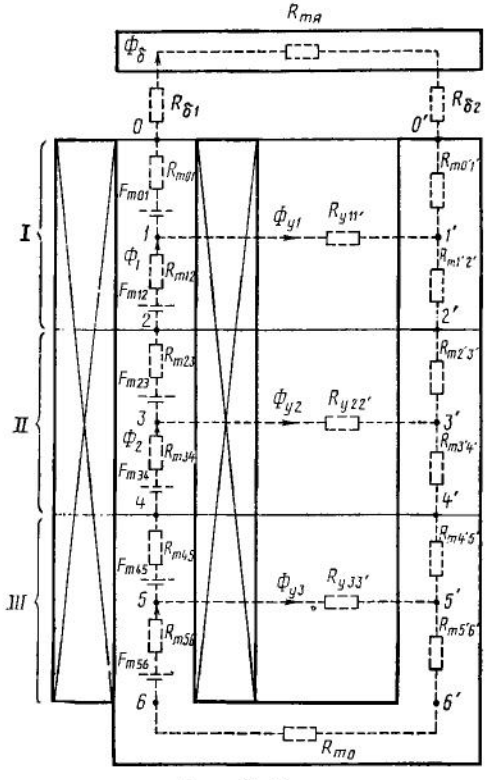


Рис. 23.10

закон Ома — магнитный поток цепи равен магнитодвижущей силе в этой цепи, деленной на ее магнитное сопротивление или умноженной на ее проводимость G_m:

$$\Phi = F_m/R_m = F_m G_m.$$

Закон Ома справедлив и для отдельных участков магнитной цепи: поток на отдельном участке равен падению магнитного потенциала на этом участке, деленному на его сопротивление:

$$\Phi_i = U_{mi}/R_{mi}, \quad (23.3)$$

где U_{mi} — падение магнитного потенциала на i-м участке с магнитным сопротивлением R_{mi}.

Рассмотрим составление схемы замещения на примере ЭМ клапанного типа, показанного на рис. 23.10. Всю магнитную цепь разобьем на несколько участков. Чем больше участков, тем лучше схема замещения соответствует реальной магнитной цепи и точнее может быть произведен ее расчет. Распределенные магнитные сопротивления и магнитодвижущую силу между отдельными точками магнитной цепи представим сосредоточенными и неизменными. В данном случае неподвижная часть магнитопровода разделена на три участка (*I*, *II* и *III*), а получившаяся схема замещения для наглядности изображена штриховыми линиями и наложена на изображение ЭМ. В этой схеме, например, $R_{y33'}$ обозначает эквивалентное магнитное сопротивление утечки на участке *III*, R_{m12} — эквивалентное магнитное сопротивление участка сердечника между точками *1* и *2*; F_{m12} — магнитодвижущую силу на том же участке; для равномерно распределенной по длине обмотки $F_{m12} = l_{12}F_m/l_{06}$, где l_{12} — длина участка *1 — 2* сердечника; $l_{04} = l_c$ — длина сердечника; $R_{mя}$ — сопротивление якоря; $R_{\delta 1}$ и $R_{\delta 2}$ — сопротивления рабочих воздушных зазоров ($R_{\delta 1} = R_{\delta 2}$).

Точно таким же путем можно построить схему для любой магнитной цепи. Несмотря на внешнюю схожесть подобных схем замещения с электрическими, они существенно отличаются друг от друга. Отличие заключается в том, что в схеме замещения магнитные сопротивления являются функциями магнитных потоков, а не постоянными величинами, как в электрических цепях. Поэтому расчет магнитной цепи с помощью точных схем замещения более трудоемок, чем такой же электрической цепи.

Проиллюстрируем это на примере решения так называемой *прямой задачи* для рассматриваемого ЭМ, когда требуется определить значение м. д. с. обмотки F_m, которое обеспечивало бы возбуждение заданного магнитного потока Φ_δ в основном рабочем зазоре. Известное значение потока Φ_δ позволяет в соответствии с законом Ома [см. формулу (23.3)] для участка магнитной цепи определить разность магнитных потенциалов $U_{m00'}$ между точками *0* и *0'* схемы замещения:

$$U_{m00'} = \Phi_\delta (R_{\delta 1} + R_{\delta 2} + R_{mя}),$$

где $R_{\delta 1}$ и $R_{\delta 2}$ определяют, исходя из геометрических размеров и формы полюсов (см. ниже), а $R_{mя} = l_я/(\mu_я A_я)$ ($l_я$, $A_я$ — соответственно длина и площадь сечения якоря, а $\mu_я$ — магнитная проницаемость материала якоря, которую находят по кривой намагничивания $B = B(H)$ в точке c $B_я = \Phi_\delta/A_я$).

Далее, согласно первому закону Кирхгофа, для участка *I* магнитной цепи справедливо равенство

$$\Phi_1 = \Phi_\delta + \Phi_{y1} = \Phi_\delta + U_{m11'}/R_{y11'}, \quad (23.4)$$

в котором $R_{y11'}$ — сопротивление путей утечки потока на участке *I* магнитопровода; зависит от геометрических размеров и формы боковых поверхностей магнитопровода и может быть определено по известным формулам (см. ниже).

В свою очередь,

$$U_{m11'} = U_{m00'} + \Phi_\delta (R_{m01} + R_{m0'1'}) - F_{m01}, \quad (23.5)$$

причем $R_{m01} = l_{01}/(\mu_{01} A_{01})$, $R_{m0'1'} = l_{0'1'}/(\mu_{0'1'} A_{0'1'})$, где μ_{01} определяется по кривой намагничивания материала при $B_{01} = \Phi_\delta/A_{01}$, а $\mu_{0'1'}$ — при $B_{0'1'} = \Phi_\delta/A_{0'1'}$,

$$F_{m1} = l_{01} F_{m1}/l_{06}, \quad (23.6)$$

где F_{m1} — начальное приближение м.д.с. обмотки;

$$F_{m1} = U_{m00'} + \Phi_\delta (R_{m06} + R_{m0'6'} + R_{m0}). \quad (23.7)$$

Подставляя последовательно выражение (23.7) в (23.6), а полученный результат — в уравнение (23.5), окончательно определяем $U_{m11'}$ и в соответствии с уравнением (23.4) — поток Φ_1. Аналогично определяются поток Φ_2 и разность потенциалов $U_{m33'}$:

$$\Phi_2 = \Phi_1 + \Phi_{y2} = \Phi_1 + U_{m33'}/R_{y33'},$$

$$U_{m33'} = U_{m11'} + \Phi_1 (R_{m13} + R_{m1'3'}) - F_{m13},$$

причем $F_{m12} + F_{m23} = F_{m13} = l_{13}F_{m2}/l_{06}$, а новое приближение м. д. с. обмотки

$$F_{m2} = U_{m00'} + \Phi_\delta (R_{m01} + R_{m0'1'}) + \Phi_1 (R_{m16} + R_{m1'6'} + R_{m0}),$$

где R_{m16}, $R_{m1'6'}$ и R_{m0} вычисляются по потоку Φ_1.

Точно так же поступают для следующих шагов расчета и приближения F_m, определяя потоки и разности магнитных потенциалов на других участках магнитной цепи, включая основание, поток в котором равен Φ_3, а падение магнитного потенциала $U_{m66'} = \Phi_3 R_{m0}$. Полная величина м. д. с. обмотки

$$F_m = U_{m00'} + \Phi_\delta (R_{m01} + R_{m0'1'}) + \Phi_1 (R_{m13} + R_{m1'3'}) + \Phi_2 (R_{m35} + R_{m3'5'}) + \Phi_3 (R_{m56} + R_{m5'6'} + R_{m0}). \quad (23.8)$$

Использование при расчетах вместо действительного значения F_m ее приближений F_{m1}, F_{m2} приводит к некоторой погрешности в определении F_m, однако полученное в соответствии с уравнением (23.8) значение необходимой м. д. с. обмотки обычно близко к истинному. Показателем точности расчета служит близость величин $U_{m66'}$ и $\Phi_3 R_{m0}$.

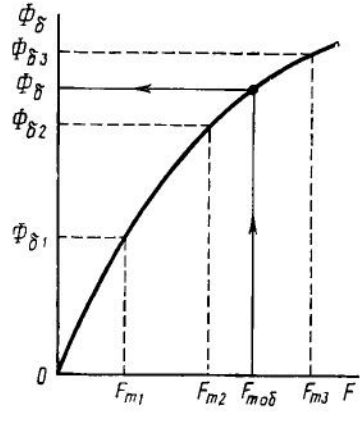


Рис. 23.11

Обратная задача — определение потока в интересующем нас месте магнитной цепи (например, в воздушном зазоре) по известному значению м. д. с. обмотки — также решается методом последовательных приближений и сводится, по существу, к решению нескольких прямых задач. При этом задают три-четыре значения рабочего магнитного потока Φ_{δ_1}, Φ_{δ_2}, ... и находят (решением прямой задачи) соответствующие им м. д. с. F_{m1}, F_{m2}, ... Далее по полученным данным строят зависимость (кривую намагничивания ЭМ) $\Phi_\delta = \Phi_\delta (F_m)$ (рис. 23.11). И наконец, по кривой намагничивания $\Phi_\delta = \Phi_\delta (F_m)$ и заданной м. д. с. обмотки $F_{mоб}$ определяют графическим путем соответствующий ей поток Φ_δ.

Рассмотренный метод расчета применим к любой магнитной цепи, однако он, как мы видели, достаточно трудоемок. При определенных допущениях, оправданных в ряде случаев, расчет магнитной цепи может быть упрощен. Один из таких упрощенных методов носит название метода расчета по коэффициентам рассеяния, которые представляют собой отношение полной величины магнитного потока в данном сечении магнитопровода к магнитному потоку в рабочем воздушном зазоре: $\sigma = \Phi/\Phi_\delta = (\Phi_\delta + \Phi_y)/\Phi_\delta = 1 + \Phi_y/\Phi_\delta$.

С этим и другими методами расчета магнитных цепей можно подробно ознакомиться в специальной литературе [31, 47, 49].

§ 23.6. Силы притяжения якоря в ЭМ. Магнитные проводимости воздушных зазоров

Согласно уравнению (23.2), точные выражения *электромагнитной силы притяжения* $F_э$ или *момента* $M_э$, действующих на якорь, соответственно равны

$$F_э = dW_m/(dx), \quad \text{или} \quad F_э = -dW_m/(d\delta); \quad M_э = dW_m/(d\alpha),$$

где x и α — соответственно линейное и угловое перемещения якоря; W_m — полная магнитная энергия ЭМ, включающая энергию, сосредоточенную в рабочих и паразитных воздушных зазорах, материале магнитопровода и полях потока рассеяния.

Использование этих формул, учитывающих энергию потока рассеяния и материала магнитопровода, сопряжено с громоздкими выкладками и большим объемом вычислений.

Чтобы получить формулы сил притяжения, пригодные для инженерных расчетов, принимают следующие допущения: полагают, что основная часть магнитной энергии W_m сосредоточена в рабочих воздушных зазорах, а остальными составляющими этой энергии пренебрегают. Подобное допущение в большинстве случаев вполне оправдано. Тогда можно считать, что

$$W_m \approx W_\delta = \frac{\psi_\delta I_\delta}{2} = \frac{w\Phi_\delta I_\delta}{2} = \frac{(Iw)_\delta \Phi_\delta}{2} = \frac{(Iw)_\delta}{2}\frac{(Iw)_\delta}{R_{\delta\Sigma}} = \frac{(Iw)_\delta^2}{2} G_{\delta\Sigma}, \quad (23.9)$$

где I_δ и $(Iw)_\delta$ — соответственно ток и намагничивающая сила, необходимая для проведения через воздушный зазор δ магнитного потока Φ_δ, соответствующего потокосцеплению ψ_δ; $G_{\delta\Sigma}$ и $R_{\delta\Sigma}$ — суммарные магнитная проводимость и сопротивление воздушных зазоров на пути потока Φ_δ при заданном рабочем зазоре δ.

Произведя дифференцирование выражения (23.9), получим

$$F_э = -(1/2)(Iw)_\delta^2 \, dG_{\delta\Sigma}/(d\delta),$$

или, так как производная $dG_{\delta\Sigma}/(d\delta)$ обычно отрицательна,

$$F_э = (1/2)(Iw)_\delta^2 \, |dG_{\delta\Sigma}/(d\delta)|, \quad (23.10)$$

где $(Iw)_\delta$ и $G_{\delta\Sigma}$ берутся для того положения якоря, для которого находится сила.

Для ЭМ с поворотным якорем аналогично записывается вращающий момент:

$$M_э = (1/2)\,(Iw)_\delta^2\,|\,dG_{\delta\Sigma}/(d\alpha)\,|. \qquad (23.11)$$

Если поток рассеяния соизмерим с рабочим потоком и при изменении рабочего зазора он меняется, создавая добавочную силу, то в формуле (23.10) нужно учесть производную проводимости G_y потоков рассеяния:

$$F_э = (1/2)\,(Iw)_\delta^2\,[\,|\,dG_{\delta\Sigma}/(d\delta)\,| + dG_y/(d\delta)]. \qquad (23.12)$$

Этот случай характерен, например, для ЭМ с втягивающимся якорем (рис. 23.9, *а,б*). Значение намагничивающей силы $(Iw)_\delta$ в формулах (23.10)... (23.12) определяют при расчете магнитной цепи по формуле $(Iw)_\delta = \Phi_\delta R_{\delta\Sigma} = \Phi_\delta/G_{\delta\Sigma}$.

Если в ЭМ имеется несколько рабочих воздушных зазоров, то общая сила притяжения

$$F_э = \sum_{i=1}^{n} F_{эi} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2}\,(Iw)_{\delta i}^2 \left|\frac{\delta G_{\delta i}}{d\delta_i}\right| = \sum_{i=1}^{n} \frac{\Phi_{\delta i}^2 R_{\delta i}^2}{2}\left|\frac{dG_{\delta i}}{d\delta_i}\right|, \qquad (23.13)$$

где i — индекс рабочего воздушного зазора; n — общее количество зазоров.

Если принять распределение потока в рабочем зазоре равномерным, что соответствует малым зазорам между двумя параллельными притягивающимися полюсами, то можно получить простейшую формулу для силы притяжения:

$$F_э = \frac{1}{2}\,(Iw)_\delta^2\left|\frac{dG_\delta}{d\delta}\right| = \frac{1}{2}\,\Phi_\delta^2 R_\delta^2\left|\frac{d\,(1/R_\delta)}{d\delta}\right| =$$

$$= \frac{\Phi_\delta^2 R_\delta^2}{2}\,\frac{1}{R_\delta^2}\,\frac{dR_\delta}{d\delta} = \frac{\Phi_\delta^2}{2}\,\frac{d\,[\delta/(\mu_0 A_\delta)]}{d\delta} = \frac{1}{2}\,\frac{\Phi_\delta^2}{\mu_0 A_\delta} = \frac{B_\delta^2 A_\delta^2}{2}\,\frac{1}{\mu_0 A_\delta} = \frac{B_\delta^2 A_\delta}{2\mu_0},\ \text{т. е.}$$

$$F_э = B_\delta^2 A_\delta/(2\mu_0), \qquad (23.14)$$

где A_δ — площадь полюса.

Эта формула носит название формулы Максвелла.

При больших воздушных зазорах, когда магнитный поток в зазоре распределен неравномерно, а магнитопровод ненасыщен, целесообразно пользоваться формулами сил притяжения (20.10)... (20.13), а при малых зазорах — формулой Максвелла. Малыми зазорами считаются такие зазоры, для которых соблюдаются условия: $d_c/\delta \geqslant 5$; $a_c/\delta \geqslant 5$; $b_c/\delta \geqslant 5$, где d_c — диаметр круглого сердечника; a_c, b_c — стороны сечения прямоугольного сердечника (рис. 23.12). Формула Максвелла обычно применяется при определении размеров ЭМ на первом (проектном) этапе расчета, поскольку ошибка в вычислении $F_э$ даже при несоблюдении условия малости зазора является на этом этапе расчета вполне допустимой.

При расчете магнитных цепей ЭМ и сил притяжения якоря необходимо знать или уметь вычислять *магнитные сопротивления* или *проводимости воздушных зазоров* и их производные самых разнообразных геометрических форм, которые могут встретиться на практике.

При небольших воздушных зазорах, когда отношение характерного размера поперечного сечения полюса (d_c, a_c, b_c) к δ больше пяти, магнитную проводимость и ее производную с достаточной степенью точности можно рассчитать по формулам

$$G_\delta = \mu_0 A_\delta/\delta: \quad |\,\delta G_\delta/d\delta\,| = \mu_0 A_\delta/\delta^2.$$

Если условия малости зазора не соблюдаются, то расчет этих величин может быть произведен двумя методами: по формулам, полученным математической обработкой экспериментальных данных; по формулам, полученным на основании упрощающих предположений относительно картины поля в зазоре.

Второй метод, называемый методом вероятных путей потока, заключается в разбиении зазора

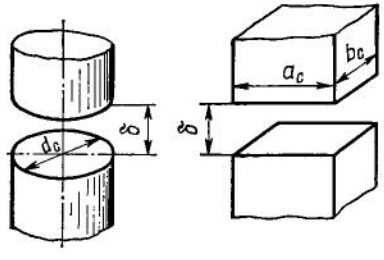


Рис. 23.12

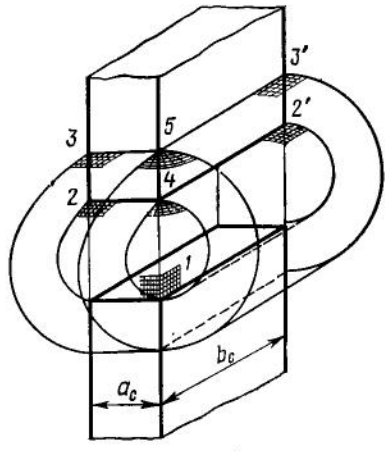


Рис. 23.13

сложной геометрической формы на ряд элементарных участков, для которых с тем или иным приближением удается определить проводимость. Значение полной проводимости находят суммированием полученных элементарных проводимостей. Пример разбиения поля на элементарные геометрические фигуры между двумя плоскими параллельными полюсами показан на рис. 23.13 (разбиение показано лишь с двух боковых сторон полюсов).

Полная проводимость изображенного зазора

$$G_\delta = G_1 + 2G_2 + 2G_{2'} + 2G_3 + 2G_{3'} + 4G_4 + 4G_5.$$

Каждая из проводимостей элементарного участка определяется по формуле

$$G_{эл} = \mu_0 A_{ср}/l_{ср},$$

где $A_{ср}$ — средняя площадь поперечного сечения участка на пути потока; $l_{ср}$ — длина средней линии магнитной индукции.

Если $A_{ср}$ определить трудно, то используют формулу

$$G_{эл} = \mu_0 V_{эл}/l_{ср}^2,$$

где $V_{эл}$ — объем элементарной фигуры.

Проводимости между протяженными полюсами, например между боковыми поверхностями двух цилиндров или призм, обычно рассчитывают в таком виде:

$$G = gl,$$

где g — удельная проводимость; l — длина полюса.

Формулы для G_δ и $dG_\delta/d\delta$, полученные математической обработкой экспериментальных данных, а также формулы для $G_{эл}$ элементарных фигур и суммарной проводимости зазоров различных конфигураций, полученные методом вероятных путей потока, приводятся в большинстве литературных источников, касающихся расчета ЭМ [31, 47, 49, 51].

§ 23.7. Динамические характеристики и способы повышения быстродействия ИЭММ

Динамические характеристики срабатывания, определяющие быстродействие ИЭММ, являются важнейшими характеристиками приборных ИЭММ. К ним относятся время срабатывания при включении $t'_{ср}$ и время срабатывания при отключении $t''_{ср}$ ИЭММ.

В зависимости от значений времени срабатывания ИЭММ условно делят на быстродействующие ($t'_{ср} < 50$ мс), ИЭММ с нормальным временем действия ($t'_{ср} = 50...150$ мс) и ИЭММ замедленного действия ($t'_{ср} > 150$ мс). Быстродействие специальных ИЭММ может достигать значения порядка 1 мс.

Временем срабатывания при включении называется время с момента включения обмотки до момента полной остановки якоря (будем отождествлять в дальнейшем время срабатывания ИЭММ с временем срабатывания ЭМ). *Временем срабатывания при отключении* называется время с момента отключения обмотки до момента возврата якоря в начальное положение.

Время срабатывания можно разбить на две составляющие: *время трогания* $t_{тр}$ — время с момента подачи сигнала на обмотку (на включение или отключение) до начала движения якоря и *время движения* $t_{дв}$ — время от начала движения якоря до полной его остановки, т. е.

$$t'_{ср} = t'_{тр} + t'_{дв}, \quad t''_{ср} = t''_{тр} + t''_{дв}.$$

Здесь один штрих соответствует режиму включения, а два штриха — режиму отключения.

Определим время трогания и движения при включении. При включении обмотки на постоянное напряжение переходный процесс в ЭМ определяется известным уравнением

$$U = iR + d\psi/dt,$$

где U — напряжение источника питания цепи обмотки; i — мгновенное значение тока в обмотке; R — сопротивление цепи обмотки; ψ — мгновенное значение полного потокосцепления обмотки; t — время.

В исходном состоянии ЭМ, когда рабочий зазор равен начальному, магнитопровод, как правило, ненасыщен, т. е. имеет место линейная зависимость $\psi = iL'$, где L' — индуктивность ЭМ при отпущенном якоре. Решаем уравнение переходного процесса относительно dt и учитываем в нем зависимость для ψ:

$$dt = d\psi/(U - iR) = L'\, di/(U - iR) = (L'/R)\,[di/(I_{уст} - i)], \qquad (23.15)$$

где $I_{уст} = U/R$ — ток в установившемся режиме. Интегрируя полученный результат, получаем

$$t'_{тр} = \int_0^{t'_{тр}} dt = \frac{L'}{R}\int_0^{i'_{тр}} \frac{di}{I_{уст} - i} = -\frac{L'}{R}\int_0^{i'_{тр}} \frac{d\,(I_{уст} - i)}{I_{уст} - i} =$$

$$= -\frac{L'}{R}\ln(I_{уст} - i)\Big|_0^{i'_{тр}} = -(L'/R)\,[\ln(I_{уст} - i'_{тр}) - \ln I_{уст}] =$$

$$= (L'/R)\ln[I_{уст}/(I_{уст} - i'_{тр})],$$

т. е.

$$t'_{тр} = (L'/R)\ln[I_{уст}/(I_{уст} - i'_{тр})]. \qquad (23.16)$$

Здесь индуктивность $L' = w^2 G_{\delta\Sigma}$, а $G_{\delta\Sigma}$ — эквивалентная проводимость воздушных зазоров на пути магнитного потока при отпущенном якоре ЭМ. Ток трогания $i'_{тр}$, т. е. ток, при котором начинается движение якоря, может быть определен из соответствующей формулы для силы притяжения якоря, с учетом того, что при $i = i'_{тр}$ сила притяжения равна противодействующей силе при начальном воздушном зазоре, т. е., к примеру, из формулы (23.10)

$$F_{э.тр} = \underset{(\delta = \delta_н)}{F_п} = [(i'_{тр} w)^2_\delta/2]\,|\,dG_{\delta\Sigma}/(d\delta)\,|,$$

откуда

$$i'_{тр} = (1/w)\sqrt{\underset{(\delta = \delta_н)}{2F_п/|\,dG_{\delta\Sigma}/(d\delta)\,|}}. \qquad (23.17)$$

Время движения при включении $t'_{дв}$ может быть найдено приближенным решением системы нелинейных дифференциальных уравнений

$$U = iR + d\psi/(dt),$$

$$F_э\,dx = d\,(mv^2/2) + F_п\,dx,$$

где x — путь, пройденный якорем; m — приведенная масса подвижных частей (якоря и связанных с ним элементов ПМ); v — скорость движения якоря, отнесенная к точке приведения.

Если первое уравнение этой системы описывает электромагнитный переходный процесс в ЭМ, то второе характеризует изменение кинетической энергии ИЭММ, т. е. механический переходный процесс.

Эта система решается графо-аналитическим методом последовательных приближений. При этом движение разбивают на ряд

участков, а уравнения записывают в форме конечных разностей:

$$U = i_{\text{ср}i}R + \Delta\psi_i/(\Delta t_i), \qquad (23.18)$$

$$F_{\text{э}i}\,\Delta x_i = \Delta\,(mv_i^2/2) + F_{\text{п}i}\,\Delta x_i = mv_i^2/2 - mv_{i-1}^2/2 + F_{\text{п}i}\,\Delta x_i. \qquad (23.19)$$

Здесь $i_{\text{ср}i} = 0{,}5\ (i_{i-1} + i_i)$ — средний ток на рассматриваемом i-м приращении хода якоря $\Delta x_i = \delta_i - \delta_{i-1}$ (на i-м участке движения); Δt_i, $\Delta\psi_i$ — соответственно приращения времени и полного потокосцепления обмотки на i-м участке движения якоря.

Для расчета $t'_{\text{дв}}$ необходимо иметь семейство зависимостей полного потокосцепления обмотки от тока $\psi = \psi\,(i)$ при нескольких значениях рабочего зазора $\delta = \delta_i$, которые получают при расчете магнитной цепи ЭМ (число зависимостей, очевидно, должно быть

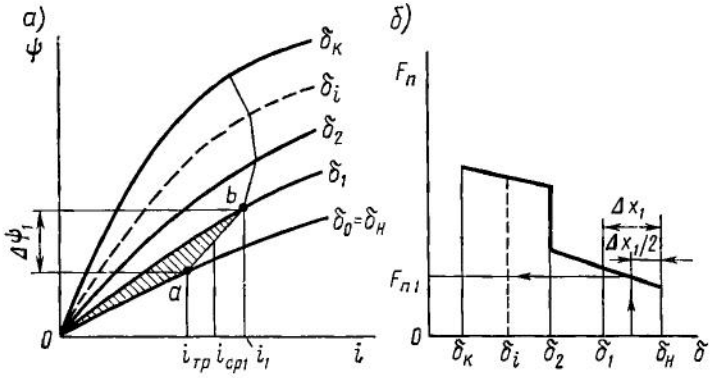


Рис. 23.14

равно числу элементарных участков, на которые разбивается весь процесс движения). В расчете используют также характеристику противодействующих сил. Порядок расчета $t'_{\text{дв}}$ поясняется рис. 23.14 и состоит в следующем. По формуле (23.17) определяют $i'_{\text{тр}}$ и на кривой $\psi = \psi\,(i)$, соответствующей начальному зазору $\delta = \delta_0$, откладывают точку a (рис. 23.14, $а$), абсцисса которой равна $i'_{\text{тр}}$. Затем из точки a произвольно проводят прямую ab до пересечения с соседней кривой семейства, но так, чтобы потокосцепление увеличивалось. Заштрихованная площадь фигуры Oab есть работа $F_{\text{э}1}\Delta x_1$, совершенная силами магнитного притяжения якоря на первом приращении его хода $\Delta x_1 = \delta_1 - \delta_0$, а $F_{\text{э}1}$ — средняя тяговая сила на этом участке. Далее по характеристике $F_{\text{п}} = F_{\text{п}}\,(\delta)$ (рис. 23.14, $б$) определяют работу, затраченную на преодоление противодействующих сил, т. е. $F_{\text{п}1}\Delta x_1$ ($F_{\text{п}1}$ — среднее значение этих сил на первом участке). Работы $F_{\text{э}1}\Delta x_1$ и $F_{\text{п}1}\Delta x_1$ вычисляют с учетом масштабов.

Пользуясь уравнением (23.19), определяют скорость движения якоря в конце первого участка:

$$v_1 = \sqrt{2\,(F_{\text{э}1}\,\Delta x_1 - F_{\text{п}1}\Delta x_1)/m}.$$

Считая, что скорость на малом интервале хода якоря изменяется по линейному закону, определяют значение средней скорости:

$$v_{\text{ср}1} = v_1/2$$

и время движения на первом участке:

$$\Delta t_1 = \Delta x_1/v_{\text{ср}1}.$$

Для выбранного направления отрезка ab по кривой $\psi = \psi\,(i)$ определяют приращения $\Delta\psi_1 = \psi_1 - \psi_0$, $\Delta i_1 = i_1 - i'_{\text{тр}}$ и среднее значение тока $i_{\text{ср}1} = i'_{\text{тр}} + \Delta i_1/2$.

Подставляя Δt_1, $\Delta\psi_1$ и $i_{\text{ср}1}$ в уравнение (23.18), проверяют, удовлетворяется ли при этом уравнение. Если не удовлетворяется, то следует принять другое направление отрезка ab, прикинув при этом, в какую сторону желательно изменить приращение $\Delta\psi$. Обычно для расчета одного интервала движения достаточно двух попыток.

Аналогично рассчитывают и другие интервалы, при этом используемые формулы для i-го интервала имеют вид

$$v_i = \sqrt{2\,(F_{\text{э}i}\,\Delta x_i - F_{\text{п}i}\,\Delta x_i)/m + v_{i-1}^2};$$

$$v_{\text{ср}i} = (v_i + v_{i-1})/2;\quad \Delta\psi_i = \psi_i - \psi_{i-1};\quad \Delta i_i = i_i - i_{i-1};\quad i_{\text{ср}1} = (i_i + i_{i-1})/2;$$

$$U = i_{\text{ср}i}R + \Delta\psi_i/(\Delta t_i).$$

Полное время движения равно сумме времен движения на отдельных участках: $t'_{\text{дв}} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \ldots + \Delta t_n$.

Для оценки $t'_{\text{дв}}$ иногда можно пользоваться упрощенным методом расчета по статическим тяговой и механической характеристикам. Заметим, что в предыдущем методе тяговая сила $F_{\text{э}}$, работа которой $F_{\text{э}}\Delta x$ определяется по заштрихованной на рис. 23.14, $а$ площади, представляет собой силу в переходном процессе при изменении тока, т. е. динамическую силу, в отличие от сил статической тяговой характеристики, которые соответствуют установившемуся значению тока. Согласно упрощенному методу, учитывается лишь уравнение движения механической подсистемы ИЭММ $md^2x/dt^2 - F_{\text{э}} + F_{\text{п}} = 0$. Допуская, что результирующая сила $F_{\text{э}} - F_{\text{п}}$, действующая на якорь при срабатывании ИЭММ, сохраняется постоянной и независимой от перемещения якоря, это уравнение можно легко проинтегрировать. Получаем

$$\int_0^{t'_{\text{дв}}}\int dt^2 = \int_{x=\delta_{\text{н}}}^{x=\delta_{\text{к}}}\int \frac{m}{F_{\text{э}} - F_{\text{п}}}\,d^2x \quad \text{или} \quad (t'_{\text{дв}})^2/2 = m\,(\delta_{\text{н}} - \delta_{\text{к}})/(F_{\text{э}} - F_{\text{п}}),$$

что позволяет записать

$$t'_{\text{дв}} = \sqrt{2m\,(\delta_{\text{н}} - \delta_{\text{к}})/(F_{\text{э}} - F_{\text{п}})}. \qquad (23.20)$$

Построив на одном рисунке характеристики $F_{\text{э}} = F_{\text{э}}\,(\delta)$ и $F_{\text{п}} = F_{\text{п}}\,(\delta)$, найдем площадь A^* (рис. 23.15), ограниченную этими характеристиками при изменении δ от $\delta_{\text{н}}$ до $\delta_{\text{к}}$. Тогда с учетом масштабов сил μ_F и перемещений μ_δ среднее по ходу якоря значе-

ние $F_э - F_п = A^*\mu_F\mu_\delta/(\delta_н - \delta_к)$. Подставляя его в уравнение (23.20), окончательно получим

$$t'_{дв} = (\delta_н - \delta_к)\sqrt{2m/(A^*\mu_F\mu_\delta)}. \qquad (23.21)$$

Поскольку эта формула не учитывает динамику процесса движения якоря, то расчет по ней $t'_{дв}$ дает ошибку в несколько десятков процентов.

Расчет времени срабатывания ЭМ при отключении $t''_{ср}$ выполняется в принципе теми же методами, что и расчет времени срабатывания при включении $t'_{ср}$. Время трогания при отключении $t''_{тр}$ определяется также интегрированием выражения (23.15):

$$t''_{тр} = (L''/R)\int_{I_{уст}}^{i''_{тр}} di/(I_{уст} - i) = (L''/R)\ln(I_{уст}/i''_{тр}), \qquad (23.22)$$

где индуктивность ЭМ при притянутом якоре может быть представлена в виде $L'' = w^2/(R''_m + R''_{\delta\Sigma})$, причем R''_m и $R''_{\delta\Sigma}$ — соответственно магнитное сопротивление магнитопровода и эквивалентное сопротивление воздушных зазоров при притянутом якоре, а $i''_{тр}$ — ток трогания при отключении ЭМ. Несмотря на внешнюю простоту формулы (23.22), определение $t''_{тр}$ связано с известными трудностями, связанными со сложностью вычисления L'' и $i''_{тр}$.

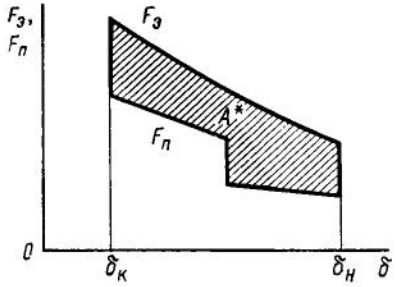


Рис. 23.15

Время движения при отключении $t''_{дв}$ также может быть найдено рассмотренным выше приближенным графо-аналитическим методом, но при этом также приходится сталкиваться с неудобствами расчета $t''_{тр}$.

Приближенную оценку $t''_{ср}$ можно делать по значению $t'_{ср}$, полагая, что они одного и того же порядка.

Быстродействие ИЭММ можно повысить следующими способами:

выбором рациональной конструктивной схемы ЭМ; магнитопровод ЭМ желательно выполнять таким, чтобы потоки рассеяния по возможности участвовали в создании силы притяжения и чтобы свести к минимуму размер паразитных зазоров (рис. 23.16, *а,б*);

всемерным уменьшением вихревых токов в электропроводных частях ЭМ; наличие вихревых токов при срабатывании ЭМ обусловливается изменением магнитного потока вследствие изменения магнитного сопротивления ему при изменении рабочего зазора; вихревые токи замыкаются в плоскостях, параллельных плоскостям токов намагничивающей обмотки; вихревые токи могут быть уменьшены путем выполнения магнитопровода наборным из отдельных пластин (шихтованным), применением для магнитопровода материалов с высоким удельным электрическим сопротивлением (кремнистых сталей), использованием разрезов на возможных путях вихревых токов; при этом недопустимо применение неразрезных металлических каркасов катушек, направляющих втулок якоря-сердечника в соленоидных ЭМ и т. п.

уменьшением хода якоря $\delta_н - \delta_к$, *массы подвижных частей ИЭММ* (и в первую очередь массы m якоря) и *противодействующих*

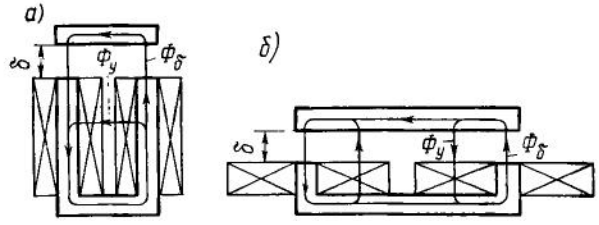


Рис. 23.16

сил (что соответствует увеличению площади A^* в приближенной формуле (23.21); все это следует из формулы (23.21);

увеличением подводимой мощности к ЭМ (увеличением напряжения питания U или уменьшением сопротивления R обмотки); это вытекает из формулы (23.16) для $t'_{тр}$.

Если перечисленные способы не позволяют достичь желаемого результата, то можно использовать *форсирование ЭМ*, т. е. повышение подводимой мощности только во время срабатывания ИЭММ.

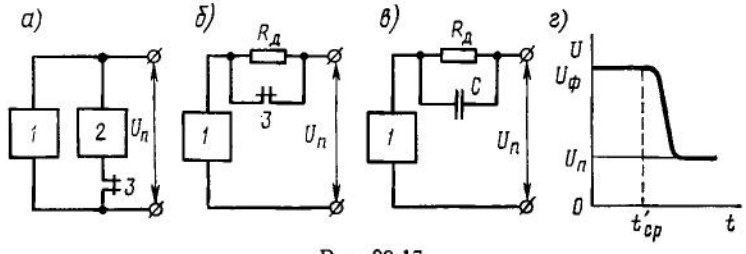


Рис. 23.17

Форсирование можно достичь *применением дополнительной обмотки 2*, которая после срабатывания ИЭММ отключается от источника питания его же нормально-замкнутыми контактами *3* (рис. 23.17, *а*), позиция *1* на нем — основная намагничивающая обмотка;

шунтированием нормально-замкнутым контактом 3 ИЭММ добавочного сопротивления $R_д$, включенного последовательно с намагничивающей обмоткой (рис. 23.17, *б*); при срабатывании намагничивающий ток определяется только сопротивлением обмотки, после срабатывания ток становится меньше вследствие подключения $R_д$, но все же он достаточен для удержания якоря в притянутом положении;

использованием $R_д C$-цепочки (рис. 23.17, *в*); конденсатор в этой схеме — своего рода контакт, как в схеме рис. 23.17, *б*, но с плавным подключением $R_д$; в начальный момент, когда конденсатор незаряжен, весь ток устремляется через него, т. е. мимо $R_д$, по мере заряда конденсатора часть тока начинает проходить через $R_д$, а когда он полностью зарядится, ток идет только через $R_д$, причем он меньше, чем в начальный момент включения; $t'_{ср}$ получается минимальным при определенном соотношении между параметрами электрической цепи (C, R, $R_д$, L);

применением специальных электронных форсирующих схем питания, обеспечивающих в момент срабатывания напряжение питания, превышающее напряжение питания $U_п$ ЭМ во включенном состоянии (рис. 23.17, *г*).

Повышение быстродействия ИЭММ путем форсирования ЭМ достигается ухудшением прочих характеристик ИЭММ: в первом случае увеличиваются масса и габариты ЭМ от дополнительной обмотки, во втором — повышается энергопотребление ИЭММ вследствие падения мощности на добавочном сопротивлении; в третьем — требуется конденсатор большой емкости, что приводит к увеличению массы и габаритов устройства; в четвертом — эти характеристики также ухудшаются из-за применения специальной электронной схемы питания. При любом способе форсирования ЭМ снижается надежность ИЭММ. Схемы с $R_д$ (см. рис. 23.16, *б*) уменьшают $t'_{ср}$ только при условии соответствующего повышения напряжения питания U в сравнении со случаем работы ЭМ без $R_д$, так как иначе подключение $R_д$ приводит к уменьшению напряжения, подводимого к обмотке ЭМ, и, следовательно, уменьшению силы притяжения якоря, а в конечном счете увеличению $i'_{ср}$.

§ 23.8. Особенности расчета ИЭММ

Специфика и сложность расчета ИЭММ связаны в основном с наличием в нем электромагнита, расчет которого существенно отличается от расчета механических элементов приборов. Расчет последних, как известно, выполняется по сравнительно простым и точным формулам практически в один прием; их характеристики (геометрические размеры и пр.) находят либо сразу (см. расчет упругих элементов, опор, фрикционных передач), либо в два этапа, когда на первом этапе производят так называемый проектный расчет и определяют основные размеры механических элементов в основном с учетом гарантии одного какого-то вида их прочности, а на втором этапе может следовать проверочный расчет для проверки выполнения условия другого вида прочности (см. расчет, например, зубчатых передач). Что же касается расчета ЭМ, то он не может быть выполнен в один прием, поскольку информации, необходимой для расчета, как правило, в этом случае недостаточно и приходится на первых порах при определении основных характеристик задаваться другими расчетными характеристиками и по ходу расчета неоднократно проверять, насколько удачно приняты значения этих

характеристик, насколько они отвечают требованиям задания, и при необходимости часть расчета или даже полностью весь расчет повторять.

Основные исходные данные, необходимые для проектирования ИЭММ, которые устанавливаются требованиями технического задания, следующие: характер движения оконечного элемента передаточного механизма ИЭММ и его механическая характеристика, т. е. зависимость сил полезного сопротивления, действующих на конечный элемент, от его перемещения; режим питания, номинальное значение напряжения питания и его отклонения; допускаемая температура нагрева обмотки ЭМ; режим работы (продолжительный, кратковременный, повторно-кратковременный); характеристика среды, в которой должен работать ИЭММ (отдельно может не задаваться, если она известна из общих исходных данных на весь проектируемый прибор); требования к отдельным характеристикам и параметрам ИЭММ (например, к динамическим характеристикам, массе, габаритам, потребляемой мощности, стоимости и т. д.); производственно-технологические требования — вид производства (единичное серийное, массовое), предпочтительное применение отдельных материалов, технологических процессов, унифицированных деталей, узлов и т. д.; данные о приборе, для которого предназначено ИЭММ. Обычно это общие данные для всего прибора в целом, но они могут определить некоторые требования и к ИЭММ. Примером таких сведений являются эксплуатационные условия работы (продолжительность эксплуатации, температура, давление окружающей среды, действие линейных и вибрационных перегрузок и т. д.). В общем случае исходные данные далеко не исчерпываются перечисленными выше.

Полный расчет ИЭММ, так же как и расчет многих механических элементов приборов, расчленим на две части и назовем их, следуя установившейся традиции, проектным и проверочным расчетами.

Порядок выполнения проектного расчета: анализ исходных данных для расчета ИЭММ; выбор типа передаточного механизма и электромагнита ИЭММ; расчет передаточного механизма; уточнение исходных данных для расчета электромагнита; выбор материала магнитопровода; выбор магнитных параметров магнитной цепи; определение основных размеров и параметров электромагнита; выполнение эскиза ЭМ и ИЭММ.

Проверочный расчет выполняют в такой последовательности: расчет магнитной цепи; построение тяговой характеристики и ее согласование с механической характеристикой; расчет динамических характеристик; расчет обмоточных данных; расчет теплового режима ЭМ.

Результаты некоторых этапов расчета ИЭММ могут потребовать соответствующего изменения основных характеристик, размеров и параметров ИЭММ и повторения всей процедуры расчета или отдельных его этапов, если эти результаты не удовлетворяют требованиям технического задания на проектирование ИЭММ, например если оказались неприемлемыми результаты расчета тяговых сил, динами-

ческих характеристик, теплового режима. Подобное исправление результатов расчета может потребоваться неоднократно. В отдельных случаях может быть даже доказана принципиальная невозможность получения требуемых результатов. Единственный выход из подобной ситуации — корректировка технического задания. Таким образом, процесс расчета ИЭММ не является одноактным процессом, носит циклический характер и может быть представлен схемой рис. 23.18. Линии связи *1* и *2* на этой схеме отмечают возможное повторение соответственно проверочного и проектного расчетов (или их частей) после выполнения отдельных этапов проверочного расчета; линия связи *3* изображает повторение проектного расчета (или его части), необходимость в котором обнаружена на стадии проектного расчета; линии связи *4* и *5* указывают на возможные случаи корректировки данных технического задания. Учитывая отмеченную выше специфику ИЭММ, нужно заметить, что названия проектного и проверочного расчетов в некоторой степени условны

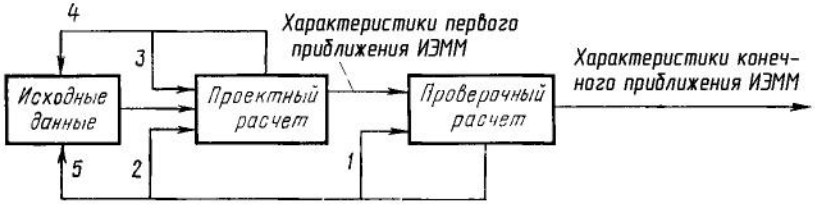


Рис. 23.18

и не совсем точны. По существу, *первая часть расчетов — это расчеты первого приближения ИЭММ*, а *вторая часть — расчеты по определению конечного приближения ИЭММ*.

Говоря об особенностях расчета ИЭММ в сравнении с расчетами механических устройств, нельзя не отметить следующее. Расчеты ИЭММ отличаются, во-первых, большой трудоемкостью, что объясняется как большей сложностью ИЭММ, так и циклическим характером расчетов и, следовательно, бóльшим объемом вычислений. Во-вторых, точность расчетов ИЭММ невысока из-за больших погрешностей расчета электромагнита. Последние в основном обусловливаются погрешностями расчета магнитной цепи, источниками которых являются следующие факторы: использование схем замещения, не позволяющих точно описать действительное состояние магнитной цепи; приближенные формулы проводимостей воздушных зазоров, незнание истинных магнитных характеристик материала магнитопровода, имеющих обычно большой разброс (для них нормативные документы устанавливают лишь нижние предельные значения). Поэтому проектирование ИЭММ практически всегда предполагает их экспериментальную отработку.

Выполнение проектного расчета ИЭММ. Первые трудности здесь обычно возникают при выборе типа ЭМ, а также при установлении структуры и типа передаточного механизма и его функции преобразования. Этот процесс носит творческий характер и требует просмотра и сравнительной оценки нескольких вариантов построения ИЭММ. При этом учитывают многие факторы: характер движения конечного элемента передаточного механизма (вращательное, поступательное и др.); значения сил или моментов нагрузки на выходе ИЭММ и закон их изменения, а также значение перемещения конечного элемента; требования в отношении быстродействия, массы, габаритов, энергопотребления; соображения по компоновке ИЭММ и т. д. Предварительно назначив тип ЭМ и ПМ, производят кинематический расчет последнего, а, определив его передаточную функцию, т. е. отношение перемещения конечного элемента к перемещению якоря, можно привести силы полезного сопротивления (нагрузки) к якорю.

На этапе уточнения исходных данных для расчета ЭМ сначала определяют силы вредного сопротивления в ПМ, а затем также их приводят к якорю. Знание всех сил нагрузки позволяет построить результирующую механическую характеристику ЭМ, т. е. характеристику всех сил нагрузки, действующих на якорь. Но наиболее важным моментом этого этапа проектного расчета является определение расчетного значения тяговой силы и проверка оптимальности предварительно выбранного типа ЭМ. Расчетное значение тяговой силы находится по формуле $F_{эр} = k_з F_{кр}$. Здесь $k_з$ — коэффициент запаса, $F_{кр}$ — критическая сила — противодействующая сила в такой точке механической характеристики ИЭММ $F_п = F_п(\delta)$, в которой произведение силы $F_п$ на зазор максимально, т. е. $F_п\delta = (F_п\delta)_{max}$. Коэффициент запаса $k_з$ силы учитывает возможное снижение напряжения источника питания, отклонение от расчетного действительного значения сопротивления обмотки, влияние механических перегрузок, действующих на ИЭММ, окружающей температуры, влажности и т. д.; силы вредного сопротивления (трения) в передаточном механизме ИЭММ, погрешности расчета передаточного механизма, а также погрешности этого механизма, обусловленные производственными допусками. Значение $k_з$ в зависимости от конкретных условий может изменяться в довольно широких пределах (1,5...8). В первую очередь оно зависит от соотношения между силами полезного и вредного сопротивления, а также от абсолютного значения сил полезного сопротивления и мощности ИЭММ. При назначении коэффициента запаса необходимо руководствоваться следующими соображениями. Во-первых, чем больше отношение сил вредного сопротивления к силам полезного сопротивления, тем большее значение $k_з$ должно быть принято. Во-вторых, чем меньше мощность ИЭММ и, следовательно, меньше силы полезного сопротивления (при прочих равных условиях), тем, в свою очередь, меньше силы вредного сопротивления (трения). Малые же силы трения, как и любые слабые эффекты, сложно рассчитать с достаточной степенью точности, а потому коэффициент $k_з$ в этих условиях должен быть принят бóльшим. Кроме того, в случае маломощных ИЭММ их энергопотребление не играет существенной роли и подобная рекомендация вполне оправдана. Для мощных же

ИЭММ, для которых важно снижение энергетических потерь, $k_з$ выбирают небольшим. В-третьих, при расчете быстродействующих ИЭММ, очевидно, имеет смысл стремиться к бóльшим значениям $k_з$. И наконец, из опыта известно, что доля запаса по силе, обусловленного погрешностями передаточного механизма за счет производственных допусков, составляет по отношению к общему запасу 25...40%. Меньшие значения из этого диапазона характерны при нормальной точности изготовления и сборки, а бóльшие — при пониженной точности.

Определив расчетное значение тяговой силы ЭМ по его механической характеристике, можно установить рациональность выбранного ранее ЭМ. Для этого вычисляют так называемый конструктивный показатель или фактор:

$$П_к = \sqrt{F_{эр}}/\delta_р,$$

где $\delta_р$ — расчетное значение рабочего зазора в ЭМ, т. е. зазора в критической точке механической характеристики, где $F_п\delta = (F_п\delta)_{max}$.

Исследования показывают, что каждому типу оптимально спроектированного ЭМ (с точки зрения минимума массы) соответствует определенный диапазон $П_к$. Данные для выбора типа ЭМ по конструктивному показателю можно найти в [47, 49]. Если после определения $П_к$ окажется, что его значение не соответствует принятому типу ЭМ, то выбор ЭМ корректируют, что, в свою очередь, влечет за собой изменения в передаточном механизме. Следует особо отметить, что конструктивный показатель дает возможность установить оптимальный конструктивный тип ЭМ только в смысле минимума массы и то в первом приближении, без учета других, не менее важных в ряде случаев показателей. Может быть, к примеру, что основой выбора типа ЭМ является необходимость получения той или иной формы тяговой характеристики. Тогда руководствуются следующими соображениями: характеристику со знакопеременной силой можно получить при использовании ЭМ с втягивающимся якорем (соленоидного), а также ЭМ с поперечно движущимся якорем; характеристика гиперболического вида свойственна ЭМ с плоским концом якоря и клапанным ЭМ; характеристика со слабо возрастающей силой (по мере уменьшения рабочего зазора) характерна ЭМ с коническим или усеченно-коническим якорем; характеристика с практически неизменной силой на большей части хода якоря бывает у соленоидных ЭМ с незамкнутой магнитной цепью.

На очередном этапе расчета ЭМ выбирают материал магнитопровода. Для изготовления магнитопровода ЭМ применяют магнитно-мягкие материалы, которые характеризуются высокой проницаемостью в слабых полях и низкой коэрцитивной силой. Выбирая тот или иной материал, нужно иметь в виду в первую очередь следующее. Чем выше проницаемость материала в слабых полях, тем меньшая намагничивающая сила обмотки требуется для срабатывания ЭМ, что соответствует меньшей мощности, потребляемой

обмоткой, меньшим массе и габаритам катушки. Далее, чем выше индукция насыщения материала, тем меньше потребуется магнитного материала для проведения одного и того же потока, следовательно, тем меньшую массу и размеры будет иметь магнитопровод.

Характерные кривые намагничивания некоторых наиболее типичных магнитных материалов изображены на рис. 23.19. Учитывая изложенные выше замечания, можно рекомендовать применение пермаллоев (кривая *1* на рис. 23.19) для высокочувствительных маломощных ЭМ; пермендюров (кривая *4*) для ЭМ, к которым предъявляются высокие требования в отношении массы и габаритов (эти материалы достаточно хорошо намагничиваются в слабых полях и имеют высокую индукцию насыщения); качественных низкоуглеродистых сталей (кривая *2*) для ЭМ, к которым не предъявляют особых требований в отношении массы, габаритов, чувствительности, и электротехнических сталей, легированных кремнием (кривая *3*), для быстродействующих ЭМ (эти стали имеют высокое удельное электрическое сопротивление, что приводит к снижению вихревых токов и, следовательно, уменьшает их влияние на скорость срабатывания ЭМ).

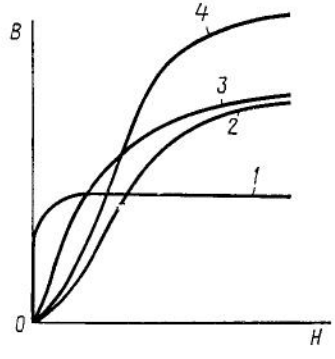


Рис. 23.19

После выбора материала магнитопровода определяют индукцию B_δ в рабочем воздушном зазоре и максимальное значение индукции $B_{с\,max}$ в сердечнике при отпущенном якоре. B_δ зависит от конструктивного показателя $П_к$ и может быть определена по зависимостям $B_\delta = B_\delta(П_к)$ для разных типов ЭМ, которые можно найти в [47]. $B_{с\,max}$ с учетом рассеяния потока больше потока B_δ в зазоре $B_{с\,max} = \sigma B_\delta$. Здесь σ — коэффициент рассеяния, который можно принять в проектном расчете равным 1,2...1,6 или определить по зависимостям $\sigma = \sigma(П_к)$ [47]. При этом желательно стремиться к тому, чтобы значение $B_{с\,max}$ было близко к значениям индукции на колене кривой намагничивания материала.

Определение основных размеров и параметров ЭМ можно начинать с расчета намагничивающей силы обмотки. Расчет ведется в предположении, что бóльшая часть намагничивающей силы тратится на проведение потока через рабочие воздушные зазоры:

$$(Iw)_0 = k_I H_\delta \delta_р = k_I \delta_р B_\delta/\mu_0.$$

Здесь $k_I = 1{,}2...1{,}6$ — коэффициент, учитывающий падение магнитного потенциала в магнитопроводе и паразитных зазорах; $\delta_р$ — расчетное значение рабочего зазора.

Зная намагничивающую силу обмотки, легко определить площадь ее токонесущего сечения из равенства $(Iw)_0 = A_0 j k_{з.об}$,

откуда

$$A_0 = (Iw)_0/(jk_{з.об}),$$

где j — допустимая плотность тока в обмотке (принимается в зависимости от режима работы ЭМ); $k_{з.об}$ — коэффициент заполнения обмоточного пространства (отношение площади сечения всех проводников обмотки ко всей площади окна обмотки); может быть принят ориентировочно равным 0,5, а затем уточнен при расчете обмоточных данных, когда становится известен диаметр намоточного провода обмотки, от которого в первую очередь, а также от способа намотки зависит $k_{з.об}$.

Площадь сечения полюса сердечника находят из формулы Максвелла:

$$A_п = 2\mu_0 F_{эр}/B_δ^2.$$

В случае сердечника без полюсного наконечника площадь сечения сердечника $A_с$ принимают равной $A_п$. Если же сердечник имеет полюсный наконечник (шляпку), то $A_с$ определяют по формуле

$$A_с = Φ_с/B_{с\,max} = σΦ_δ/B_{с\,max} = σB_δA_п/B_{с\,max}.$$

Поперечные размеры сердечника находят по площади $A_с$. Например, в случае цилиндрического сердечника его диаметр $d_с = \sqrt{4A_с/π}$. Площадь сечения остальных неподвижных частей магнитопровода принимается равной площади сечения сердечника $A_с$ или несколько больше ее, а площадь сечения внешнего притягивающегося якоря несколько меньше $A_с$, так, чтобы в нем достигалась индукция, равная $B_{с\,max}$ (меньшая площадь сечения якоря принимается в целях уменьшения его массы и, следовательно, повышения быстродействия).

Поперечные размеры обмоточного сечения — длину l_0 обмотки и высоту h_0 намотки — находят по площади сечения S_0 и отношению l_0/h_0, зависящему от конструктивного показателя $П_к$ (обычно l_0 в несколько раз больше h_0).

По полученным размерам магнитопровода и обмотки можно выполнить эскиз ЭМ, что позволяет, пользуясь результатами расчета передаточного механизма, вычертить эскиз всего ИЭММ.

Выполнение проверочного расчета ИЭММ. Этот расчет начинают с расчета магнитной цепи ЭМ, в результате которого получают семейство характеристик намагничивания ЭМ: $Φ_δ = Φ_δ(Iw)$ при нескольких значениях рабочего зазора. Расчет магнитной цепи здесь состоит в решении прямой задачи, когда для некоторого произвольно заданного значения потока в зазоре $Φ_{δi}$ определяется необходимая намагничивающая сила $(Iw)_i$ обмотки.

Семейство характеристик позволяет рассчитать силы притяжения якоря при $Iw = (Iw)_0$ и построить тяговую характеристику ЭМ. Силы притяжения якоря находят по формуле

$$F^0_{эi} = (1/2)\,(Φ^0_{δi})^2\,R^2_{δi}\,[\mathrm{d}G_{δi}/(\mathrm{d}δ)],$$

где $Φ^0_{δi}$, $R_{δi}$, $G_{δi}$ — соответственно магнитный поток в рабочем зазоре, магнитные сопротивления и проводимость рабочего зазора при намагничивающей силе обмотки $(Iw)_0$, полученной в проектном расчете. Значения $Φ^0_{δi}$ находят из характеристик намагничивания ЭМ (рис. 23.20).

При неудовлетворительном согласовании тяговой характеристики с механической характеристикой ЭМ значение Iw или размеры ЭМ корректируют и его расчет повторяют.

На очередном этапе проверочного расчета, когда определяют динамические характеристики срабатывания ИЭММ, можно попутно рассчитать динамические силы притяжения, действующие на якорь, т. е. силы притяжения с учетом изменения силы тока при срабатывании ИЭММ, по ним построить динамическую тяговую характеристику и уточнить согласование тяговых и противодействующих сил. Среднее значение динамической силы на некотором участке движения якоря

$$F_{эд} = A_д μ_ψ μ_i/(Δx),$$

где $A_д$ — площадь, заключенная между кривыми, которые соответствуют начальному и конечному размерам зазора на рассматриваемом участке движения и кривой потокосцепления в динамическом режиме (например, для первого участка движения согласно рис. 23.14, *а* — это площадь фигуры *Oab*); $μ_ψ$, $μ_i$ — масштабы $ψ$ и i соответственно; $Δx$ — перемещение якоря на данном участке движения якоря.

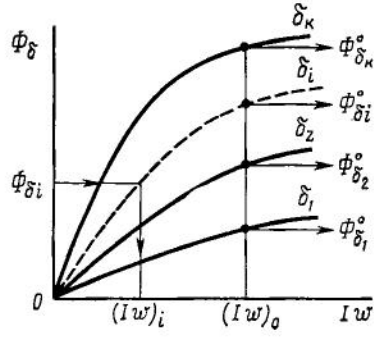


Рис. 23.20

Тепловой расчет ЭМ, как и большинство тепловых расчетов, является весьма сложным и рассматривается в специальной литературе [47]. Для оценки же теплового режима ЭМ можно воспользоваться формулой баланса электрической и тепловой мощности обмотки в установившемся тепловом режиме (формулой Ньютона):

$$I^2_{уст}R_υ = k_т A_{охл}τ_{уст},$$

где $A_{охл}$ — полная площадь поверхности охлаждения обмотки; $k_т$ — коэффициент теплоотдачи, определяемый удельным тепловым потоком, отнесенным к разности в один градус между температурами поверхности охлаждения и окружающей среды; $τ_{уст} = υ - υ_0$ — температура перегрева обмотки ($υ$ — температура обмотки, $υ_0$ — температура окружающей среды).

Сопротивление обмотки при температуре $υ$

$$R_υ = ρ_υ l/A_м = ρ_υ l_{в.ср} w/A_м = ρ_υ l_{в.ср} w^2/(k_{з.об} l_0 h_0),$$

где $ρ_υ$ — удельное сопротивление материала намоточного провода при температуре $υ$; l, $l_{в.ср}$ — полная длина провода и средняя

длина одного витка обмотки; $A_м$ — площадь сечения медного провода без учета изоляции. Пренебрегая теплоотдачей с торцовой поверхности обмотки, находим площадь поверхности охлаждения (рис. 23.21):

$$A_{охл} = \pi D_{вн} l_0 + \pi D_{нар} l_0 = \pi (D_{вн} + D_{нар}) l_0 = 2 l_{в.ср} l_0.$$

Используя выражения для $A_{охл}$ и $R_υ$ в формуле Ньютона, получаем

$$\tau_{уст} = \frac{I^2_{уст} R_υ}{k_т A_{охл}} = \frac{I^2_{уст} \rho_υ w^2}{k_т k_{з.об} l_0 h_0 2 l_0} = \frac{\rho_υ (Iw)^2_0}{2 k_т k_{з.об} l^2_0 h_0}.$$

Коэффициент теплоотдачи $k_т$ зависит от многих факторов и определяется обычно опытным путем.

Если в результате оценочного расчета окажется, что $\tau_{уст}$ превышает допускаемую температуру перегрева, то параметры ЭМ корректируют и расчеты повторяют вновь.

Расчет обмоточных данных заключается в определении площади сечения $A_м$ провода, диаметра d провода, числа витков w и других параметров. $A_м$ легко определить из формулы сопротивления обмотки:

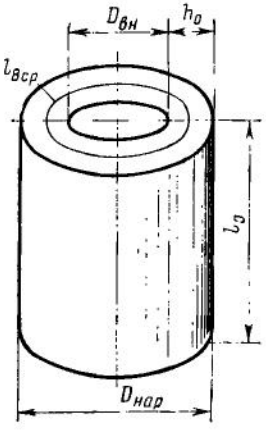


Рис. 23.21

$$A_м = \rho_υ \frac{l}{R_υ} = \rho_υ \frac{l_{в.ср} w}{R_υ} = \rho_υ \frac{l_{в.ср} w I_{уст}}{U} = \frac{\rho_υ l_{в.ср} (Iw)_0}{U},$$

где $l_{в.ср}$ определяется по эскизу ЭМ, а $\rho_υ$ — по формуле $\rho_υ = \rho_0 (1 + \alpha υ)$; ρ_0 — удельное сопротивление при $υ = 0°$ С, а α — температурный коэффициент сопротивления.

Для определения d и w используют формулы

$$d = \sqrt{4 A_м / \pi}; \quad w = k_{з.об} l_0 h_0 / A_м;$$

марку провода выбирают по допускаемой температуре нагрева $υ$. Более подробно с расчетом и проектированием ЭМ и ИЭММ можно ознакомиться в специальной литературе [31, 47...49, 51].

Глава 24

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ КОНТАКТНО-КОММУТАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА

Исполнительные контактно-коммутационные (ИККУ) устройства по типу управления подразделяются на устройства с электромагнитным (электромагнитные реле, герконы) и механическим (микровыключатели, кнопки и др.) управлением. В измерительных и автоматических системах применяют также ИККУ с управлением по теплоэнергетическим параметрам (давление, температура и т. п.).

§ 24.1. Электромагнитные реле и герконы

Электромагнитное реле. Это ИККУ с разрывными контактами, скачкообразно срабатывающее при достижении управляющим током или напряжением определенного значения. Электромагнитное реле состоит из трех основных частей: электромагнитной системы, преобразующей энергию электрического тока в энергию магнитного поля; промежуточного органа (якоря), преобразующего энергию магнитного поля в механическую энергию подвижных частей; контактной системы (см. гл. 23). Существуют две основные конструктивные схемы реле: с угловым движением якоря (рис. 24.1, *а*) и поступательно перемещающимся втягивающимся якорем (рис. 24.1, *б*). При прохождении тока через катушку *2* возникает магнитный поток, проходящий через сердечник *1*, ярмо *7*, якорь *4* и воздушный зазор. Под действием магнитного поля возникает сила, перемещающая якорь. Происходит замыкание контактов *5*, закрепленных на контактонесущих пружинах *6*. При обесточивании катушки якорь занимает первоначальное положение либо под действием собственного веса (рис. 24.1, *б*), либо под действием пружины *3* (рис. 24.1, *а*). Конструкции реле весьма разнообразны. На рис. 24.2 показана конструкция реле с угловым движением якоря. Реле монтируется на остове *1*, который одновременно является магнитопроводом. Катушка *2* закреплена с помощью клея БФ-2 на сердечнике *9*, который соединен с остовом *1* развальцовкой. Якорь *5* установлен на остове на ножевой опоре. На якоре закреплена заклепками пластмассовая панель *6*, в которую заформованы контактонесущие пластины *8*. Подсоединение подвижных контактов к выводным клеммам осуществляется гибкими проводами *7*. Неподвижные контакты *12* расположены на шинках *10* и *13*, которые приклепаны к панели *11*, присоединенной к остову *1* винтами *14*. Возврат якоря при размыкании осуществляется с помощью винтовой пружины *4*, которая одновременно формирует контактное усилие в разомкнутом положении. К основанию пружина крепится с помощью винта *3*, на который навернуто несколько витков пружины. Изменением числа навернутых витков пружины осуществляется регулировка ее натяжения и жесткости.

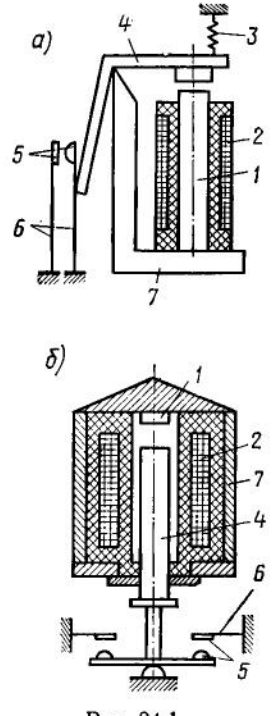


Рис. 24.1

Реле характеризуют: током срабатывания $I_{ср}$, при котором происходит замыкание контактов; током отпускания $I_{от}$, при кото-

ром происходит размыкание контактов; временем срабатывания $t_{ср}$ от момента подачи напряжения до замыкания контактов и временем отпускания $t_{от}$ от момента отключения реле до размыкания контактов. Все эти параметры отражены на временно́й диаграмме (рис. 24.3). Время $t_{ср}$ складывается из времени трогания $t_{тр}$ (времени, в течение которого ток в обмотке достигнет значения $I_{тр}$ — начала

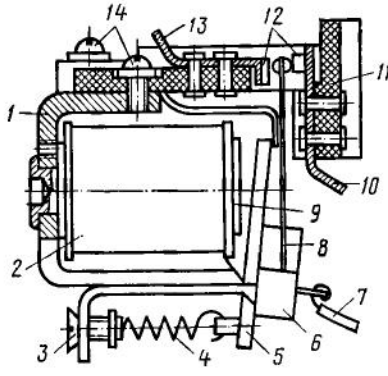


Рис. 24.2

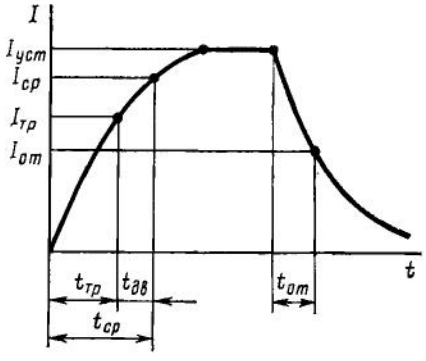


Рис. 24.3

перемещения якоря) и времени движения $t_{дв}$ подвижной системе реле до замыкания контактов. После замыкания контактов ток в катушке продолжает увеличиваться, достигая установившегося значения $I_{уст}$. Время $t_{от}$, аналогично $t_{ср}$, является суммой $t_{тр}$ и $t_{дв}$. Коэффициент возврата, равный $I_{от}/I_{ср}$, принимают $k_в = 0{,}4...0{,}8$. Реле характеризуются потребляемой мощностью $P_п$ (мощность, расходуемая реле в рабочем состоянии), мощностью управления $P_у$ (мощность коммутируемой цепи) и коэффициентом управления $k_у = P_у/P_п$.

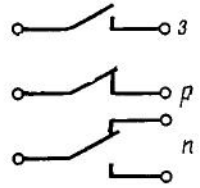


Рис. 24.4

По назначению реле подразделяют на пусковые — для ввода в действие различных устройств; максимальные и минимальные — для отключения или включения цепей при токе или напряжении, бо́льших или меньших определенного значения; для создания требуемой выдержки времени при включении цепи. По мощности управления реле подразделяют на маломощные ($P_у \leqslant 1$ Вт), средней мощности (1...10 Вт) и мощные (> 10 Вт). По времени срабатывания реле подразделяют на безынерционные ($t_{ср} \leqslant 0{,}001$ с), быстродействующие (0,005...0,05 с), нормальные (0,05...0,15 с) и замедленные (0,1...1,0 с).

Схемы коммутации реле разнообразны (рис. 24.4). Они могут содержать контакты, которые при подаче тока в обмотку катушки замыкаются (условное обозначение — «з»), размыкаются (условное обозначение — «р») или переключаются (условное обозначение — «п»). Если на схеме указывается «1з — 2п», то это означает, что реле

имеет один замыкающий и два переключающих контакта. Реле может одновременно иметь слабо- и средненагруженные контакты. Так, реле типа РЭС-8 наряду с контактами для цепи с $U = 30$ В и $I = 5$ А содержит контакты для слаботочных цепей ($U = 50$ мВ, $I = 5$ мкА). Реле могут работать при температурах —60...+125 °С, относительной влажности 96 %, при $t = 40 \pm 5$ °С, атмосферном давлении $> 666{,}5$ Па, частоте вибрации до 1,5 кГц, при ускорении до 50 м/с². Ударопрочность реле достигает 10 000 ударов при 250 м/с² (РЭС-22). Число срабатываний $10^3...10^7$. Получают распространение новые конструкции реле, имеющие весьма малые размеры и высокие технические и эксплуатационные характеристики. Так, например, реле типа РЭС-80 имеет габаритные размеры 5,3 × 10,4 × 10,8 мм при массе 2 г. Реле имеет два переключающих контакта. Мощность срабатывания 0,2 Вт. Реле может работать при температуре —60...+85 °С, относительной влажности 98 % при 40 °С, линейных ускорениях до 1500 м/с² и иметь удароустойчивость до 750 м/с². Кроме обычных существуют так называемые поляризованные реле, которые замыкают различные контакты в зависимости от полярности сигнала. Так, например, в поляризованном реле типа РП (рис. 24.5) поляризующий поток постоянного магнита *1* разветвляется по двум путям в магнитопроводе *2* и, проходя через полюсные наконечники (башмаки) *3* сердечника *6*, замыкается через якорь *4*. При отсутствии тока в обмотке *5* и нейтральном (среднем) положении якоря силы, действующие на якорь в обеих половинках рабочего зазора *7*, одинаковы. При подаче тока в рабочем зазоре происходит перераспределение магнитных потоков. В одной половине зазора поляризующий и рабочий потоки складываются, а в другой — вычитаются. Равенство сил, воздействующих на якорь *4*, нарушается. Якорь поворачивается, замыкая соответствующие контакты. При отключении обмотки *5* якорь остается у левого контакта *8*, так как правая часть рабочего зазора стала меньше, поляризующий поток — больше, а следовательно, и усилие больше (зазор *9* между полюсом магнита и торцом якоря при его повороте не изменяется). При подаче в обмотку *5* тока иной полярности якорь повернется и замкнет правые контакты *8*.

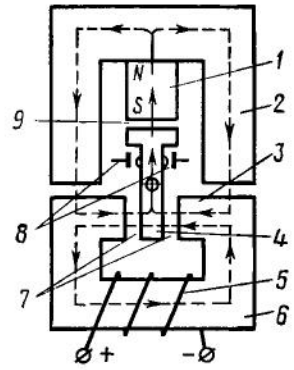


Рис. 24.5

Поляризованные реле по типу регулировки неподвижных контактов могут быть: двухпозиционными РП-4, РПС-11/3 (рис. 24.6, *а*), в которых контакты установлены симметрично относительно нейтрали, вследствие чего якорь перебрасывается из одного положения в другое при одинаковой силе тока в управляющей обмотке; двухпозиционными с преобладанием РПС-11/7 (рис. 24.6, *б*), в которых контакты располагаются с одной стороны нейтрали (реле

срабатывает только при определенной полярности управляющего сигнала, а после снятия напряжения якорь возвращается в первоначальное — правое — положение, замыкая контакт «покоя»); трехпозиционными РП-5, РПС-11/5 (рис. 26.6, *в*), в которых контакты расположены симметрично, как и в двухпозиционных, но якорь связан с пружиной, развивающей силу, достаточную для преодоления сил, действующих на якорь от поляризующего потока в крайних правом и левом положениях. В зависимости от полярности управляющего сигнала происходит переброс якоря в соответствующее положение, а после снятия напряжения якорь возвращается в нейтральное среднее положение.

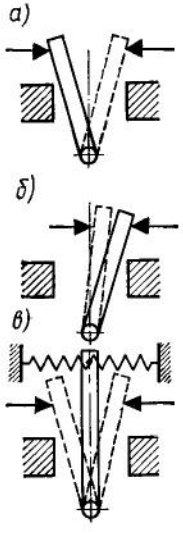


Рис. 24.6

По сравнению с нейтральными поляризованные реле имеют меньшую мощность срабатывания: 10...70 мкВт — у поляризованных, 20...100 мВт — у нейтральных. Поэтому поляризованные реле широко применяют на объектах с регламентируемым энергопотреблением. Недостатком поляризованных реле является то, что их выпускают только с одной контактной группой: два неподвижных и один подвижный (на якоре) контакт. Объясняется это трудностями обеспечения электрической прочности изоляции контактной системы и достижения одновременности замыкания контактных групп в поляризованных реле [43]. При разработке приборного устройства, содержащего реле, следует учитывать, что в рабочем состоянии реле выделяет теплоту и поэтому его следует размещать так, чтобы обеспечить наилучший теплоотвод от него. При наличии в устройстве теплочувствительных элементов их необходимо изолировать от реле тепловыми экранами. Механический монтаж реле осуществляют либо винтовыми соединениями, либо зажимами, а электрический — пайкой подсоединительных проводов к выводам реле.

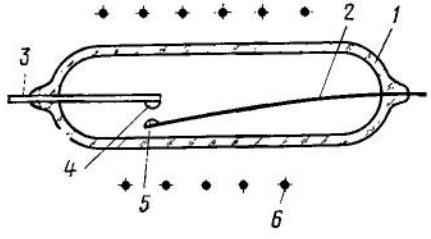


Рис. 24.7

Герконы. В вычислительной технике и автоматических системах большое распространение получили герметизированные контакты — герконы. Геркон (рис. 24.7) представляет собой герметичную оболочку *1*, в которую заключены пластины *2* и *3*, выполненные из материала с высокой магнитной проницаемостью (например, из сплава железа с никелем). На пластинах укреплены контакты *4* и *5*. Оболочка находится внутри управляющей катушки *6*. При подаче в катушку напряжения магнитный поток замыкается через пластины *2* и *3*. В межконтактном промежутке возникает электромагнитная сила. При определенном значении этой силы пластины *2* и *3* изгибаются так, что происходит замыкание контактов *4* и *5*. При снятии управляющего электрического сигнала контакты размыкаются. Стеклянная оболочка *1* вакуумирована или заполнена инертным газом — смесью азота с гелием или водородом. Вакуумирование позволяет: применять для контактов износо- и эрозионноустойчивые материалы — вольфрам, молибден и др., окисляющиеся в обычных условиях; применять малые контактные силы, так как окисные и газовые пленки на контактах отсутствуют; использовать малые межконтактные зазоры, так как электрическая прочность вакуума больше, чем у воздуха (при $\Delta = 1$ мм $U_{вак} = 80$ кВ, а $U_{возд} = 20$ кВ). Преимущества вакуумирования контактов позволяют получить коммутационные устройства с малыми управляющими мощностями (50...150 мВт) и с большой износостойкостью (с числом срабатываний $10^7...10^9$). Отсутствие массивных подвижных частей определяет малую инерционность герконов (время срабатывания 0,5...2 мс). Малые размеры некоторых конструкций герконов позволяют получить сравнительно малые межконтактные емкости и индуктивности, что важно при коммутации ВЧ-цепей. Герконы, выпускаемые отечественной промышленностью, позволяют коммутировать токи в диапазоне $5 \cdot 10^{-6}...0{,}25$ А при напряжениях $5 \cdot 10^{-3}...$ 110 В. Широко применяется блокирование герконов, когда несколько стеклянных капсул (до семи) охватываются одной управляющей обмоткой (рис. 24.8, *а*). При подаче в обмотку напряжения срабатывают все контакты. Конструкция получается малогабаритной, так как диаметр оболочки равен нескольким миллиметрам, а длина (вместе с выводами) — нескольким сантиметрам. При блокировании эффективно может быть повышена надежность коммутации цепи соединением ее через несколько параллельно включенных герконов.

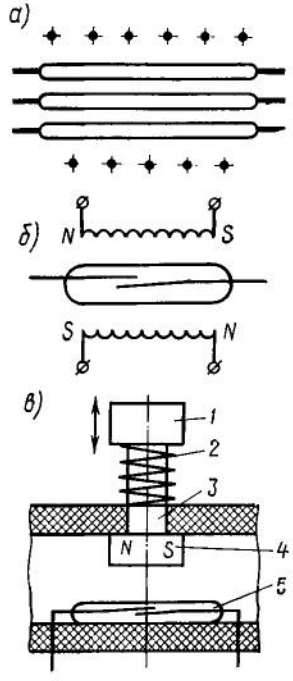


Рис. 24.8

На основе геркона может быть создано и выключающее коммутационное устройство. Для этого необходимо иметь две обмотки (рис. 24.8, *б*). В одной постоянно протекает ток. Магнитный поток этой обмотки вызывает замыкание контактов. Вторая обмотка образует противоположно направленный магнитный поток и при ее вклю-

чении контакты размыкаются. Иногда вместо первой обмотки применяют постоянный магнит.

На основе герконов выполняют различного типа переключатели. На рис. 24.7, *в* показана схема нажимного кнопочного выключателя с герконами. Поступательно перемещающаяся кнопка *1* связана со штоком *3*, на конце которого закреплен постоянный магнит *4*. При приближении магнита к геркону *5* происходит его замыкание. После снятия управляющей силы кнопка под действием возвратной пружины *2* возвращается в исходное положение и геркон размыкается. В одном выключателе можно располагать до четырех герконов.

§ 24.2. Микровыключатели

Микровыключатель (МВ) — это ИККУ разрывного типа с механическим управлением, характеризующееся релейной зависимостью между управляющей силой и ходом приводного элемента и отличающееся практической независимостью времени коммутации (времени срабатывания) от скорости перемещения приводного элемента. МВ имеют малые удельный вес и объем. МВ широко используют во многих областях техники. Применение МВ в системах автоматики и телемеханики позволяет рассматривать их как элементы автоматических и телемеханических устройств. Высокие метрологические качества позволяют использовать МВ в качестве измерительных преобразователей типа «перемещение — электрический сигнал» для работы совместно с чувствительными элементами, воспринимающими различные теплоэнергетические параметры: давление, температуру и т. д. Высокая надежность, малые масса и габариты определяют применение МВ в электронике, авиации и судостроении.

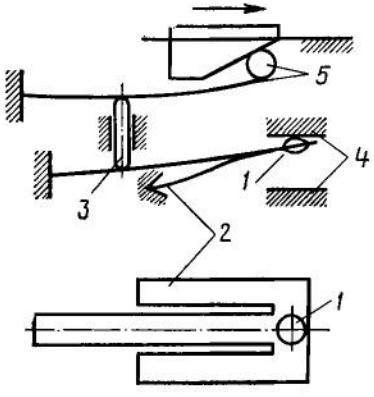


Рис. 24.9

Любой МВ состоит из упругой перекидной системы *2*, на которой укреплен один (или более) подвижный контакт *1*, неподвижных контактов *4*, приводного элемента *3* и корпусных деталей (рис. 24.9). К приводному элементу извне прикладывается механическая сила. Иногда между приводным элементом *3* и управляющей частью прибора помещается вспомогательный элемент *5* для согласования движения управляющей части прибора с движением приводного элемента МВ. Для пояснения принципа работы МВ рассмотрим его упрощенную схему, представленную на рис. 24.10. На этой схеме упругая перекидная система представлена нерастяжимым элементом *1* с нулевой жесткостью на изгиб и элементом *2* с определенной жесткостью на растяжение. В изображенном на рис. 24.10, *а* положении элемент *2* поставлен с поджатием. Поэтому подвижный контакт *4* прижимается с некоторой силой F_1 к неподвижному контакту *3*. При приложении силы F_2 к приводному элементу упругая система деформируется и в определенный момент ось элемента *1* пересечет ось элемента *2*. Возникает движущий момент *M*, и упругая система из неустойчивого положения (рис. 24.10, *б*) переходит скачком в устойчивое (рис. 24.10, *в*). Скачок происходит весьма быстро, так как упругие системы МВ малоинерционны. Скачок произойдет даже в случае остановки приводного элемента после начала перехода упругой системы в устойчивое положение. Эти два свойства определяют такие достоинства МВ, как малое время переброса и независимость процесса переключения от колебаний скорости приводного элемента. Следствием этого является возможность коммутации значительных токов при относительно небольших межконтактных зазорах, что, в свою очередь, позволяет уменьшить габариты и массу МВ по сравнению с другими подобными устройствами.

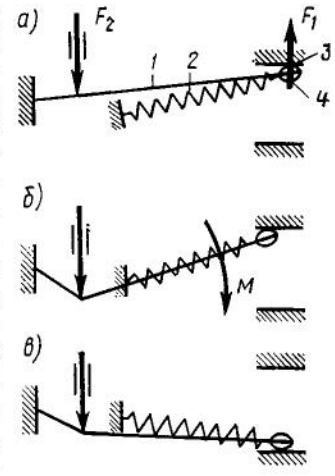


Рис. 24.10

Различают несколько положений приводного элемента (рис. 24.11, *а*): начальное положение при отсутствии воздействия

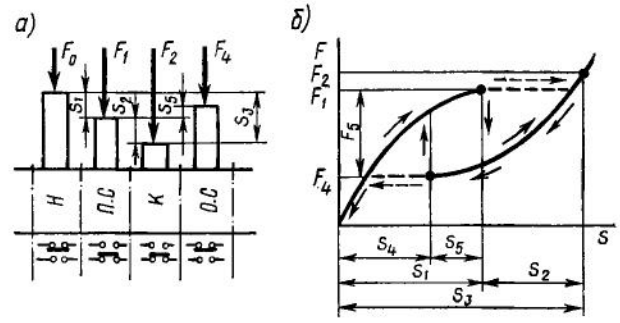


Рис. 24.11

извне механической силы; положение прямого срабатывания, при котором происходит прямое срабатывание контактов; положение обратного срабатывания, при котором происходит обратное срабатывание контактов; конечное положение — крайнее допускаемое техническими условиями положение, которое может занимать приводной элемент в конце полного хода. При перемещении привод-

ного элемента от начального положения до положения прямого срабатывания он совершает ход s_1, который называется рабочим. Ход s_2 приводного элемента от положения прямого срабатывания до конечного называется дополнительным, а ход s_3 от начального до конечного положения — полным ($s_3 = s_1 \div s_2$). Ход s_4 от положения обратного срабатывания до начального положения называется обратным ходом. Важной механической характеристикой МВ является дифференциальный ход s_5 от положения прямого срабатывания до положения обратного срабатывания. Силы на приводном элементе в соответствующих его положениях получили следующие названия F_1 — сила прямого срабатывания, F_2 — конечная сила, F_4 — сила обратного срабатывания, F_5 — дифференциальная ($F_5 = F_1 - F_4$). Все указанные ходы и силы отражаются на характеристике сила — ход приводного элемента (рис. 24.11, *б*).

Возможны два варианта управления МВ: по силе и перемещению. В первом случае характеристика сила — ход приводного элемента соответствует участку, изображенному штриховой линией, на ходах s_2 и s_4, а во втором, — сплошной линией. При управлении по силе время переброса меньше, но дребезг контактов при замыкании продолжительнее. Выбор МВ во многом зависит от параметров характеристики сила — ход приводного элемента. Например, в устройствах с управлением по силе основным требованием является минимальность F_5. При использовании же МВ для определения деформаций или линейных размеров желателен малый дифференциальный ход. Оба эти требования являются неблагоприятными с точки зрения коммутации значительных мощностей, т. е. МВ с малыми F_5 и s_5 могут коммутировать цепи с небольшими U и I.

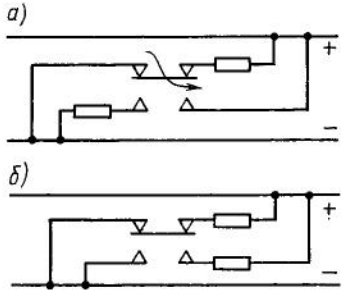


Рис. 24.12

Основными техническими характеристиками МВ являются номинальные значения тока и напряжения, характер нагрузки (омическая, индуктивная, ламповая, моторная), значение коммутируемой мощности, электрическая и механическая износоустойчивость в миллионах циклов, гарантируемых при заданных условиях эксплуатации, степень защищенности от окружающей среды. Выделение ламповой нагрузки объясняется тем, что лампы накаливания с металлической нитью имеют малое сопротивление в холодном состоянии. Ток включения в несколько раз превышает номинальное значение. Это может привести к выходу контактов МВ из строя. Поэтому иногда последовательно с лампами с металлической нитью включают лампу накаливания с угольной нитью, которая в холодном состоянии имеет сопротивление больше номинального.

При применении МВ следует учитывать, что во время размыкания возможно замыкание неподвижных контактов через образующуюся дугу. Это может привести к короткому замыканию. На рис. 24.12 показаны примеры неправильного и правильного включения МВ в цепь. В первом случае (рис. 24.12, *а*) разрывные контакты «плюс» и «минус» оказываются замкнутыми накоротко образовавшейся между ними дугой. Иное расположение нагрузки МВ (рис. 24.12, *б*) не вызывает замыкания, так как в этом случае «плюс» и «минус» всегда оказываются связанными через нагрузку. На основе МВ создано большое количество ИККУ типа тумблера (МТ), кнопки (КМ) и т. п. Все они отличаются только [26, 60] конструктивным выполнением вспомогательного устройства.

§ 24.3. Переключатели

Выбор переключателя определяется принятым типом управляющего движения рукоятки (угловое, нажимное или поворотное), задачами, решаемыми при управлении, схемой коммутации и параметрами коммутируемых цепей. Переключатели с угловым перемещением рукоятки типа тумблер выполняют по двум конструктивным схемам: с врубными контактами (рис. 24.13, *а*), коромыслового

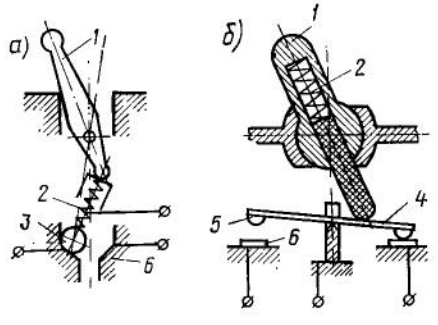


Рис. 24.13

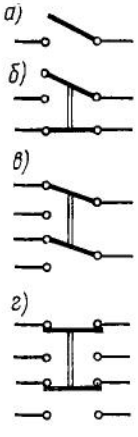


Рис. 24.14

типа (рис. 24.13, *б*). В обоих случаях конструкция имеет два устойчивых положения. При перемещении рукоятки *1* пружина *2* сжимается, аккумулируя энергию. При достижении положения, показанного штрих-пунктирной линией, конструкция находится в положении неустойчивого равновесия. При малейшем дальнейшем перемещении происходит резкий переброс ее в устойчивое положение. Подвижный контакт *3* или закрепленный на коромысле *4* контакт *5* скачком соединяются с неподвижным контактом *6*.

По схеме коммутации переключатели типа тумблер с врубными контактами (Т-1, Т-2, Т-3) подразделяют на однополюсные (рис. 24.14, *а*), однополюсные сдвоенные (рис. 24.14, *б*), двухполюс-

ные на два положения (рис. 24, *в*, *г*). Эти переключатели имеют два фиксированных положения рукоятки. Переключатели коромыслового типа могут иметь до трех фиксированных положений рукоятки. Схемы коммутации этих переключателей весьма разнообразны. Переключатели типа тумблер применяют для коммутации цепей постоянного и переменного токов. С их помощью можно коммутировать цепи с $I = 6$ А. Сопротивление контактов находится в пределах 0,01...0,02 Ом. Переключатели выдерживают до 10^4 переключений. Применение микротумблеров типа МТ — переключателей, выполненных на основе микровыключателей, — приводит к выигрышу в массе и габаритах. Для примера можно указать, что переключатель типа ТПІ-2 имеет габариты $28{,}5 \times 17{,}8 \times 47$ мм, а микротумблер МТ-3 с той же схемой коммутации и теми же зна-

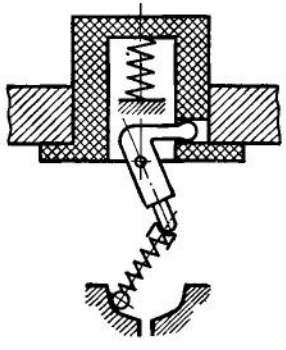


Рис. 24.15

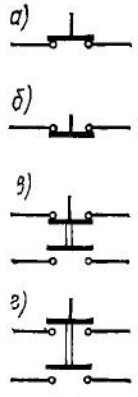


Рис. 24.16

чениями коммутируемой нагрузки ($U = 220$ В, $I = 3$ А) имеет габариты $20 \times 19{,}3 \times 37$ мм. Кнопочные выключатели и переключатели по типу управления можно разделить на обычные — цепь замкнута или разомкнута только при нажатой кнопке; залипающие — цепь замкнута после снятия управляющей силы, для размыкания необходимо повторное нажатие; сдвоенные — замыкание осуществляется нажатием одной, а размыкание — нажатием другой кнопки. Конструктивно кнопки выполняют на базе переключателей типа тумблер (рис. 24.15); на базе микровыключателей (КМІ и др.); в виде оригинальных конструкций (НАЗ.604.006, КЗ, КН и др.). Схемы коммутации первых двух разновидностей разделяют на однополюсные включения (рис. 24.16, *а*) и выключения (рис. 24.16, *б*), однополюсные включения — выключения (рис. 24.16, *в*) и двухполюсные включения (рис. 24.16, *г*). Кнопки выпускаются как с протекторами, так и без них. Протектор *1* (рис. 24.17) служит для защиты кнопки *2* от пыли, воды и грязи.

Среди переключателей с поворотным перемещением органа управления наибольшее распространение получили галетные типа ПГК, ПГТ, ПН-К, ПН-Г. Они позволяют синхронно коммутировать несколько функционально связанных цепей. В галетном переключателе (рис. 24.18) с осью *1* переключателя жестко связано металлическое кольцо *2*, имеющее выступ. При вращении оси *1* происходит попеременное замыкание контакта *3* (общий вывод) с контактами *4* через кольцо *2*. Общее количество контактов, расположенных через 30°, равно 12. Таким образом, при повороте оси *1* на 330° можно осуществить соединение общего вывода с 11 цепями, подключенными к контактам *4*. Такой переключатель обозначается индексом 11П 1Н (11 положений, 1 направление). Но токопроводящее кольцо может быть разрезано пополам и на каждой из частей можно сделать выступ. Тогда при вращении оси одновременно соединяются два общих вывода с пятью цепями. Такой переключатель имеет индекс 5П2Н (5 положений, 2 направления). Существуют также переключатели 3П3Н и 2П4Н. В галетных переключателях используется ножевой врубной контакт. Контактные детали выполняют из медных сплавов (латунь Л62 и бронза Бр. ОФ6,5-0,15) и покрывают слоем серебра толщиной 10 мкм. Применение ножевого контакта позволяет уменьшить влияние неточности изготовления деталей и сборки, повысить его надежность и вибростойкость. Галетные переключатели позволяют коммутировать цепи с точками до 3 А при напряжении 350 В при постоянном токе и 300 В при переменном, выдерживают до 10^4 переключений.

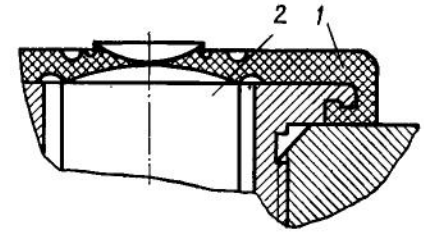


Рис. 24.17

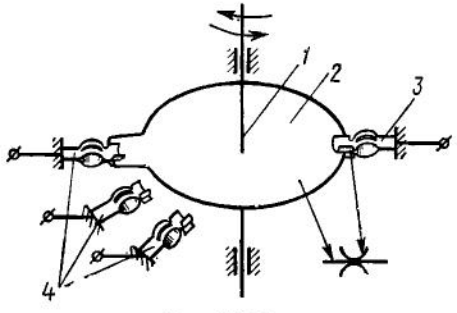


Рис. 24.18

Электрический монтаж всех переключателей осуществляется пайкой, за исключением некоторых переключателей типа тумблер, при монтаже которых применяется винтовое соединение. Основное требование к механическому монтажу переключателей — недопустимость изменения положения ИККУ при приложении управляющей силы. Для этого при использовании переключателя необходимо применять именно те способы фиксации, которые предусмотрены техническими условиями к данному типу ИККУ (выполнение установочных окон в платах с соответствующими фиксирующими выступами или впадинами, использование специальных фиксирующих шайб и т. п.).

§ 24.4. Пути повышения надежности ИККУ

ИККУ являются одними из наименее надежных элементов приборных устройств. Например, в радиоаппаратуре количество реле и переключателей составляет 4...6 % от общего числа контактов, а отказы аппаратуры, вызванные отказами этих ИККУ, достигают 10...12 % от общего числа отказов. Именно поэтому повышение надежности ИККУ приобретает особо важное значение. Интенсивность отказов различных ИККУ неодинакова. Об этом свидетельствуют приводимые ниже данные (λ — интенсивность отказов):

Наименование ИККУ	$\lambda \cdot 10^5$ 1/ч
Миниатюрное реле	3,5...5,0
Обычные маломощные реле	0,9...3,0
Микровыключатели . . .	3,0
Тумблеры	0,5
Кнопки	1,5
Галетные переключатели	2,5
Штепсельные разъемы . .	0,2...9,0

Для каждого ИККУ существуют специфические пути повышения надежности, но есть и общие рекомендации, позволяющие либо снизить интенсивность отказов, либо поддерживать ее на допустимом уровне. Это *правильный выбор ИККУ*. Режим работы и условия эксплуатации ИККУ должны соответствовать их паспортным данным. *Создание облегченных режимов работы и условий эксплуатации,* но иногда это может привести к увеличению интенсивности отказов. Так, применение ИККУ, предназначенных для коммутации цепей с током до нескольких ампер при коммутации цепей с $I < 0{,}05$ А, часто приводит к неудачам. *Рациональное размещение ИККУ в конструкции*. Разным положениям ИККУ в конструкции часто соответствуют разные условия эксплуатации (вибрация, температура и т. п.). Как следствие, разной является и интенсивность отказов. Для примера можно указать, что устойчивость реле и МВ к вибрациям и линейным ускорениям может быть повышена, если эти ИККУ сориентированы так, что ускорения действуют в плоскости, перпендикулярной направлению перемещения контактов при коммутации. Кроме того, ИККУ должны размещаться в местах, удобных для осмотра, контроля и замены [58]. Это важно для поддержания работоспособности конструкции при эксплуатации. *Строгое соблюдение инструкции по монтажу*. Выполнение этой рекомендации зависит не только от сборщика, но и от конструктора. *Дублирование ИККУ* — весьма эффективный способ повышения надежности, но требует дополнительных материальных затрат. Дублирование следует применять так, чтобы и при выходе одного ИККУ из строя другой мог надежно коммутировать цепь.

Глава 25

ПРОГРАММНЫЕ УСТРОЙСТВА

Программные устройства применяют для автоматического размыкания и замыкания нескольких электрических контактов в определенной последовательности. Наиболее часто программные устройства состоят из двигателя, различных видов механических передач, вала с кулачками, вращающегося с постоянной частотой, контактов и электрических переключателей. Иногда вместо кулачков используют диск с отверстиями. В отверстия устанавливаются штифты так, чтобы они замыкали контакты по заданной программе. Применяют также устройства, в которых программа задается на перфоленте. Ниже рассматриваются программные механизмы, в которых воспроизведение программ обеспечивается кулачками, их сменой или перестановкой. Программные механизмы могут приводиться в движение электрическими двигателями постоянного тока, имеющими регуляторы скорости, или синхронными двигателями. Если в качестве двигателя используют заводную пружину, то в механизме для поддержания постоянства скорости ставят спусковой регулятор. Можно использовать также шаговые двигатели или электрические вторичные часы, в которые поступают электрические импульсы через равные промежутки времени. Часто предусматривается возвращение программного механизма в исходное положение после отработки заданного цикла. В этом случае конструкция может содержать спиральные пружины, электромагнитное реле, муфты и тормоза. Таким образом, конструирование и расчет программных механизмов являются комплексной задачей.

§ 25.1. Особенности конструирования кулачковых механизмов программных устройств. Кинематические соотношения

Кулачковые механизмы приборных контактных устройств имеют ряд особенностей. Ведущим кинематическим звеном в этих механизмах обычно является кулачок. Инерция ведомого толкателя или рычага очень мала. Силы, действующие в кулачковых механизмах такого типа, в основном определяются силами контактного давления, упругостью деформируемых контактных пружин и силами управления электрическими переключателями. Скорости рычага, толкателя или контактной пружины на участках размыкания и замыкания контактов не могут быть малыми, так как это приводит к обгоранию контактов. Учитывая, что инерция толкателя, рычагов и контактных пружин рассматриваемых кулачковых механизмов очень мала, можно допустить в начале и конце движения практически мгновенные изменения скоростей. Некоторое уменьшение ускорений и жесткости удара достигается в этом случае благодаря неизбежным небольшим технологическим закруглениям в профиле кулачка и имеющим место упругим деформациям. Скорость конца толкателя зависит от угла давления α (рис. 25.1): $v = \omega r \operatorname{tg} \alpha$, где v — окруж-

ная скорость рычага в точке соприкосновения с кулачком; r — радиус-вектор кулачка в точке касания с рычагом [28].

Углом давления при поворачивающемся рычаге называют угол между окружной скоростью рычага v и нормалью nn к поверхности кулачка в точке касания с рычагом; u — окружная скорость кулачка: $u = \omega r$; ω — угловая скорость кулачка; $v_{отн}$ — относительная скорость или скорость скольжения конца рычага по кулачку. Концы толкателя (рычага) могут быть либо заостренными (рис. 25.1), либо закругленными, как, например, у пружины *1*, выполняющей роль толкателя кулачкового механизма (рис. 25.2). На всем участке движения толкателя угол давления α не может превышать предельно допустимого значения α_{max}, иначе произойдет заклинивание механизма. Для механизма на рис. 25.2 необходимо учитывать опасность возникновения продольного изгиба контактной пружины при соответствующем направлении силы нормального давления. При работе

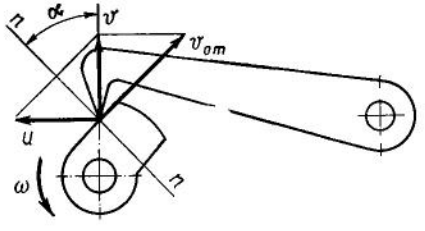


Рис. 25.1

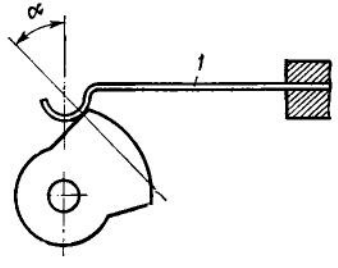


Рис. 25.2

кулачкового механизма контактного устройства имеют место участки движения ведомого звена и участки выдержки замкнутого или разомкнутого состояния контактов. На участках замкнутого и разомкнутого состояний контактов кулачок профилируют по дугам окружностей, проведенным из геометрической оси вращения кулачка. Соответствующий этим дугам угол $\gamma = \omega t = \pi n t/30$, где ω — угловая скорость кулачка, рад/с; n — частота вращения кулачка, мин$^{-1}$; t — продолжительность нахождения контакта в заданном (замкнутом или разомкнутом) состоянии; ω и n считаем постоянными. Если кулачок имеет одностороннее вращение, то участок кулачка, соответствующий обратному ходу толкателя (рычага), часто профилируют по радиальной прямой. Это обеспечивает ускорение движения толкателя или рычага под действием пружины. В последнем случае конец контактной пружины, непосредственно взаимодействующий с кулачком, должен иметь соответствующий наклон [62].

На рис. 25.3 показаны некоторые типы кулачковых механизмов приборных контактных устройств. Конструкция на рис. 25.3, *а* имеет нормально-разомкнутый контакт. Кулачковый механизм обеспечивает кратковременное замыкание контакта. На рис. 25.3, *б* показан кулачковый механизм, обеспечивающий замыкание контакта

при повороте кулачка на угол γ_1. В конструкции 25.3, *в* контакт разомкнут при прохождении кулачком угла γ_2.

Программные механизмы могут приводиться в движение электрическими двигателями постоянного тока, снабженными стабилиза-

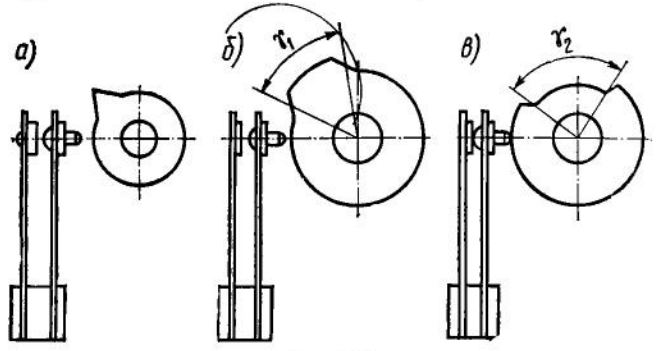


Рис. 25.3

торами (регуляторами) скорости, или синхронными двигателями. Если в качестве двигателя используют заводную пружину, то в таком механизме для поддержания постоянства скорости ставится спусковой регулятор (см. гл. 18). Работа программного механизма

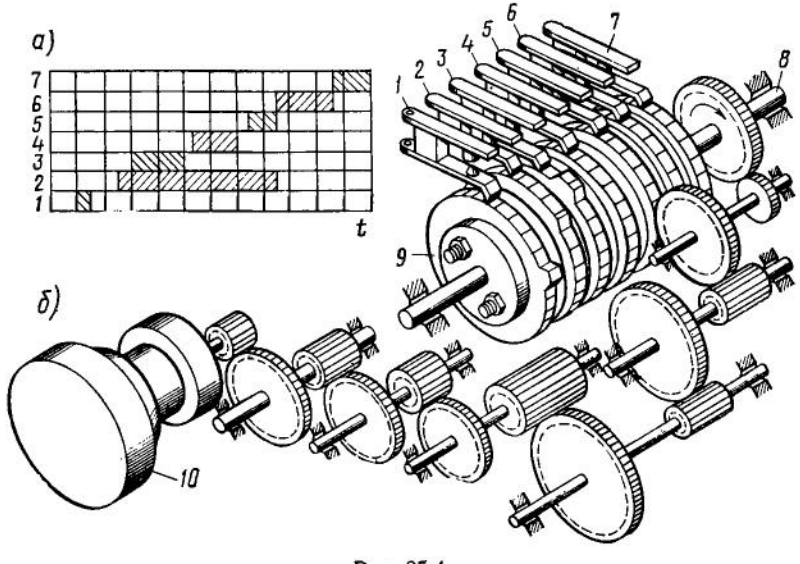


Рис. 25.4

(рис. 25.4) характеризуется *программой* (рис. 25.4, *а*), на которой по вертикали отложены номера 1, 2, 3, ... электрических контактов, а по горизонтали — время t. Участки замкнутого состояния контактов заштрихованы. На кинематической схеме программного

механизма (рис. 25.4, *б*) движение от двигателя *10* посредством зубчатого редуктора передается валу *8* с установленными на нем кулачками *9*, осуществляющими замыкание и размыкание упомянутых выше электрических контактов *1...7* [3].

Программные механизмы могут рассчитываться на несколько циклов работы. После отработки одного цикла механизм вновь занимает исходное положение перед началом следующего цикла. Для таких механизмов программу разрабатывают только для одного цикла и называют циклограммой.

На рис. 25.5 показано определение рабочих углов кулачков по заданной циклограмме. Кулачки на участках замыкания и размыкания контактов профилируются по прямым. Номер кулачка соответствует номеру строки циклограммы. Все кулачки построены в положении, соответствующем моменту начала отработки цикла. Кулачки поворачиваются в направлении вращения часовой стрелки. Каждый кулачок замыкает свой контакт. Все контакты располагаются вдоль прямой параллельно оси вращения кулачков. Кулачок *1* замыкает контакт на угле поворота 0...45°, кулачок *2* — на угле 30...100°, кулачок *3* — на угле 135...195°, кулачок *4* — на угле 250...350°. После отработки очередного цикла кулачки вновь занимают первоначальное положение.

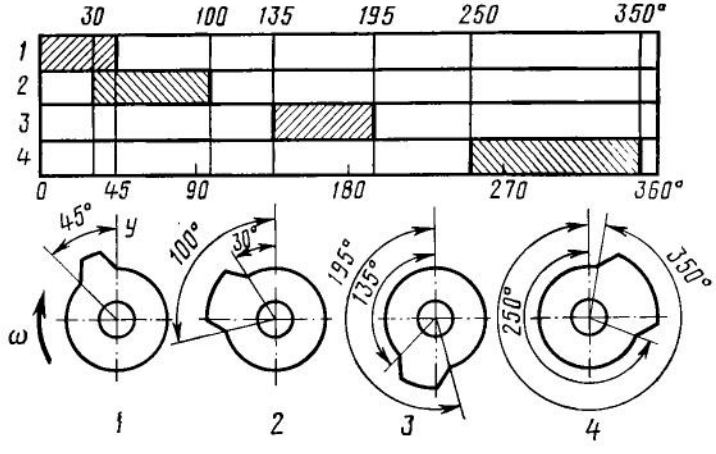


Рис. 25.5

§ 25.2. Элементы конструкций программных устройств

В программных механизмах часто несколько кулачков устанавливают и закрепляют на одной оси, поэтому они вращаются вместе с постоянной скоростью. На рис. 25.6 показан вал *1* программного механизма с закрепленными на нем кулачками. Кулачки попарно закреплены резьбовыми кольцами *3* на втулках *2*, причем каждый кулачок состоит из двух частей *4* и *5*, переставляя которые на валу и поворачивая относительно друг друга можно менять как продолжительности замкнутого и разомкнутого состояний контактов, так и моменты начала замыкания. Такая конструкция позволяет использовать механизм для поочередной работы с различными программами без смены и изготовления кулачков, т. е. делает программный механизм более универсальным. Вал *1* является промежуточным звеном кинематической схемы. Он приводится в движение от двигателя через зубчатое колесо *7* и, в свою очередь, приводит в движение следующий вал программного механизма через шестерню *6*. На консоли вала закреплена шкала *8*, по которой контролируют своевременность срабатывания контактов. Вал вращается в подшипниках *10*, установленных в платах *9* [36].

На рис. 25.7 показан элемент конструкции программного механизма, в котором микропереключатели *1*, *3* и *5* взаимодействуют с кулачками, закрепленными на валу *18*. Как и в конструкции,

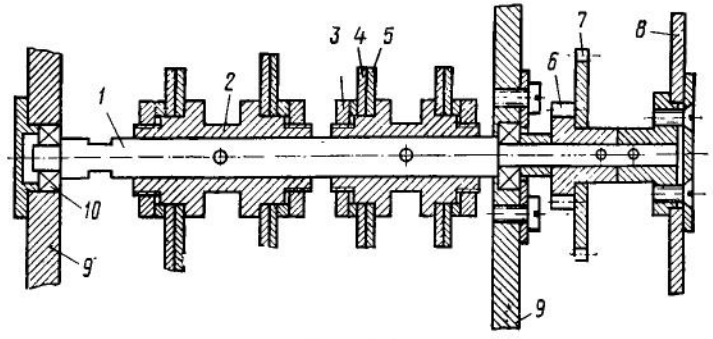


Рис. 25.6

показанной на рис. 25.6, каждый из кулачков состоит из двух частей: *11* и *12*, *13* и *15*, *16* и *17*, разделенных между собой шайбами *14*. Благодаря этому можно, не меняя профиля кулачков, устанавливать различные программы, менять продолжительности выдержки нажатого состояния кнопок микропереключателей. Кнопки *2*, *4* и *6* взаимодействуют с верхней пластиной рычага *19*, а выступ *C* нижней пластины того же рычага взаимодействует с кулачками. Каждый кулачок имеет свой рычаг переключения. Для переключения необходимо приложить к кнопке *6* микропереключателя силу в 1 Н. Когда выступ *C* находится на поверхностях кулачков малых радиусов, то между верхней пластиной и кнопками *2* и *4* микропереключателей имеются зазоры. Размер этих зазоров можно регулировать винтами *20*. Вращение вала *18* приводит к тому, что выступ *C* переходит на поверхность кулачка большого радиуса. При этом рычаг *19* поворачивается вокруг оси *7*, а его верхняя пластина нажимает на кнопку *6* микропереключателя, что и приводит к переключению электрических цепей. После установки кулачков в соответствии с заданной программой их положение фиксируется затягиванием

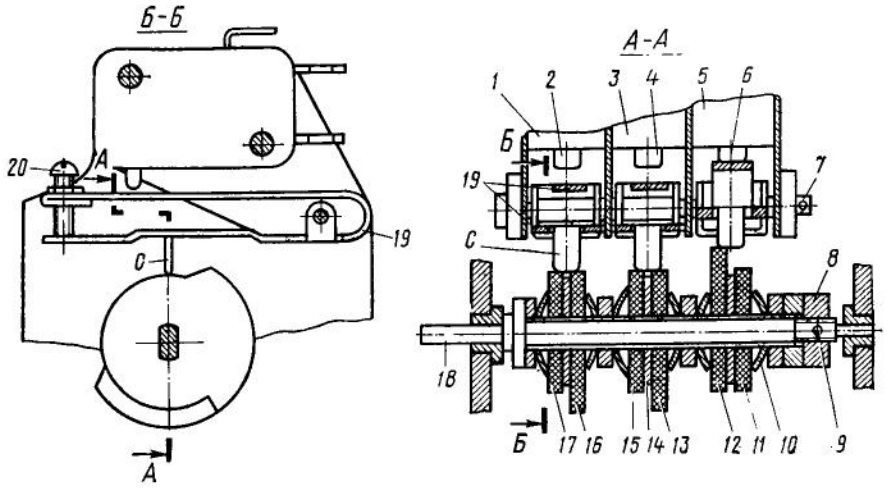


Рис. 25.7

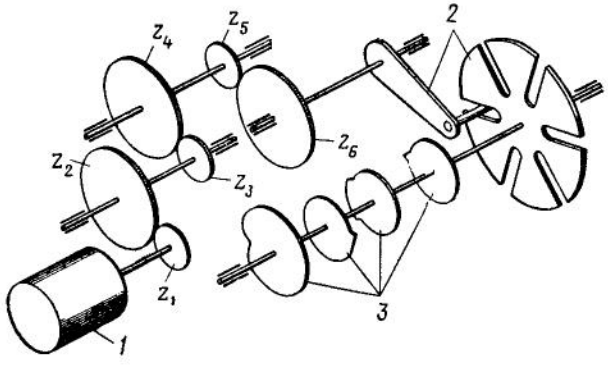


Рис. 25.8

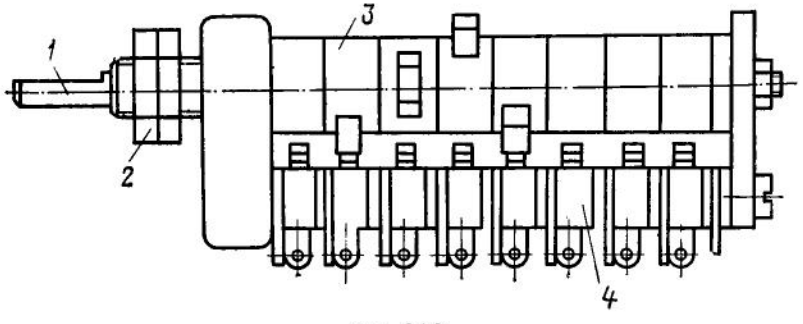


Рис. 25.9

гайки *8*. При этом деформируются тарельчатые пружины *10*, что обеспечивает неподвижное положение кулачков. Предохранение от самоотвинчивания гайки *8* осуществляют штифтом *9*, который устанавливают после затяжки гайки.

Иногда в кинематическую цепь программного механизма включают мальтийский механизм, что позволяет сделать более резким переключение контактов. Кулачковый вал совершает в этом случае прерывистовращательное движение с остановами, но средняя частота вращения этого вала строго определена. Кинематическая схема такого программного механизма показана на рис. 25.8. Механизм приводится в движение двигателем *1*. Через редуктор с зубчатыми передачами $z_1 - z_2$, $z_3 - z_4$ и $z_5 - z_6$ вращательное движение передается на мальтийский механизм *2*. Мальтийский крест закреплен на кулачковом валу с четырьмя кулачками *3*. Кулачки обеспечивают переключение электрических цепей.

На рис. 25.9 показан малогабаритный нормализованный переключатель ПМК, изготовленный на базе микропереключателей. На валу *1* установлены восемь кулачков *3*, которые при вращении переключают микропереключатели *4*. Кулачковый переключатель закрепляют после установки гайками *2*.

Глава 26

ЛЕНТОПРОТЯЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Лентопротяжные механизмы (ЛПМ) получили чрезвычайно широкое применение в различных приборных устройствах бытового и технического назначения. Их применяют в самопишущих приборах измерения вибраций, температуры, давления, киносъемочной и кинопроекционной аппаратуре и др.

§ 26.1. ЛПМ в устройствах записи и воспроизведении эвука

В конструкциях лентопротяжных механизмов широко применяют типовые элементы приборных устройств, такие, как электродвигатели, зубчатые и ременные (пассиковые) передачи, демпферы, регуляторы скорости, фрикционные муфты, тормозные устройства и др. Лентопротяжные механизмы в звукозаписывающих устройствах бытового и технического назначения служат для равномерного перемещения магнитофонной ленты, являющейся носителем информации, по магнитным головкам в процессе записи (воспроизведения), а также для ускоренной прямой и обратной ее перемотки. Существует большое разнообразие конструкций лентопротяжных механизмов.

Основными элементами конструкций ЛПМ являются ведущий узел, узлы подачи и намотки ленты, привод, включающий электродвигатели и передачу (зубчатую или пассиковую), тракт записи,

состоящий из направляющих роликов и магнитных головок, органы управления. ЛПМ могут быть представлены следующими кинематическими схемами: с разомкнутой (рис. 26.1, *а*) и замкнутой (рис. 26.1, *б*) петлей. В механизме с разомкнутой петлей перемещение ленты *1* осуществляется ведущим валом *5* посредством прижимного ролика *6*. Ролик прижимает ленту к валу для создания необходимой силы трения между ним и лентой. Ведущий вал, обеспечивающий постоянство скорости ленты, передает усилие только на

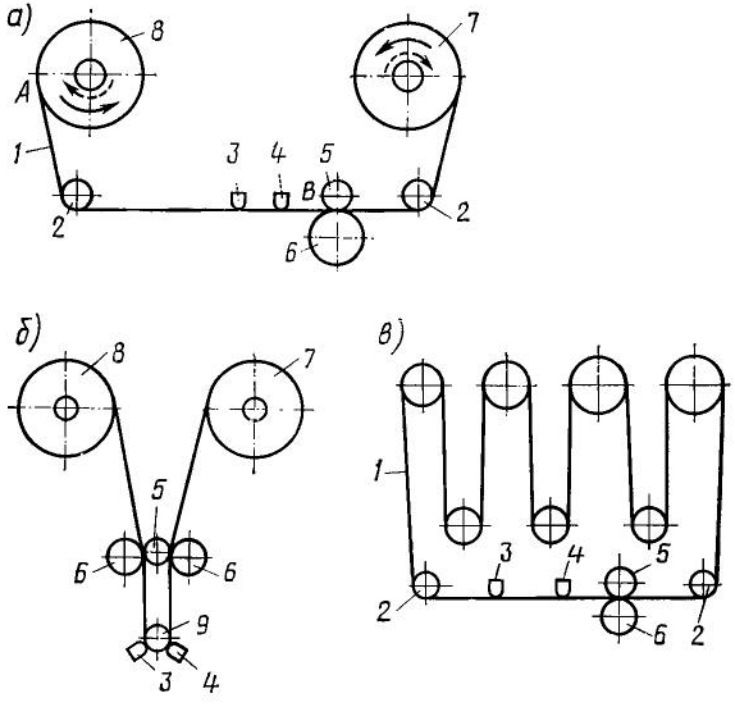


Рис. 26.1

участок ленты *AB*, примыкающий к головкам. Натяжение этого участка ленты создается тормозящим моментом подающего узла *8*; намотка ленты осуществляется приемным узлом *7*. Направление движения ленты осуществляется роликами *2*. Запись и воспроизведение звуковой информации производится головками *3* и *4*. На скорость перемещения ленты в рассматриваемой схеме ЛПМ влияют неравномерность вращения вала двигателя, неточность изготовления зубчатой (или ременной) передачи привода к ведущему валу, изменение натяжения ленты и другие причины. Поэтому в таких схемах необходимо применять дополнительные устройства для стабилизации скорости и натяжения ленты (см. гл. 18). В механизме с замкнутой петлей (рис. 26.1, *б*) ведущий вал *5* передает одинаковое усилие на оба участка ленты, расположенных до и после головок *3*,

4 и свободного инерционного ролика *9*. Достоинством этой схемы является более равномерное движение ленты, так как исключается влияние на ее скорость приемного *8* и подающего *7* узлов. При необходимости неограниченно длительного периодического воспроизведения одной и той же звуковой информации применяют схемы ЛПМ с бесконечной, т. е. замкнутой, лентой (рис. 26.1, *в*).

§ 26.2. Конструкции основных узлов лентопротяжных механизмов

Основными узлами ЛПМ являются узел ведущего вала, подающий и приемный узлы, приводы (двигатели, редукторы) с тормозными устройствами и электромагнитами, направляющие элементы и магнитные головки, органы управления. Опуская типовые элементы (двигатели, редукторы и др.), изложенные в соответствующих главах, рассмотрим конструкции специфических узлов ЛПМ.

Узел ведущего вала. Предназначается для перемещения ленты со стабилизированной средней и мгновенной скоростью. Он состоит из собственно ведущего вала и прижимного ролика. Вал устанавливается на шарикоподшипниках и получает вращение от привода. Стабилизация частоты вращения вала осуществляется посредством установленного на нем маховика. Диаметр ведущего вала рассчитывают по формуле $d = 60\,v_л/(\pi n_в)$, где $v_л$ — скорость перемещения ленты, мм/с; $n_в$ — частота вращения ведущего вала, мин$^{-1}$. Его диаметр находится в пределах 5...10 мм. Вал, изготовляемый из стали, обрабатывают термически; шероховатость его рабочей поверхности $R_a \leqslant 0{,}16$ мкм.

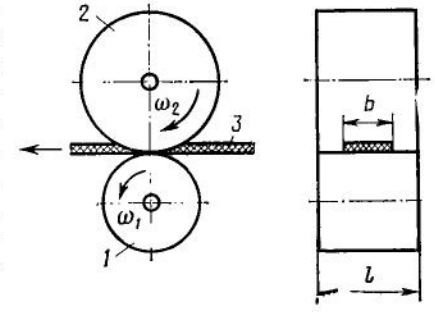


Рис. 26.2

В процессе записи или воспроизведения звуколента *3* (рис. 26.2) протягивается прижимным роликом *2*, вращаемым ведущим валом *1*, с которым он контактирует в точках, лежащих за краями ленты. Ширина ленты *b* меньше длины *l* рабочей части вала и ролика. Ведущий вал *1* не может непосредственно смещать ленту *3* из-за малого коэффициента трения между их поверхностями. Поверхность прижимного ролика *2*, ведущего ленту, покрывается резиной, полиуретаном или другим эластичным материалом для увеличения коэффициента трения до необходимого значения. Диаметр прижимного ролика выбирают из условия надежного протягивания ленты ($d_р = 25...50$ мм). Длину (мм) ролика принимают $l = (1{,}5...2{,}5)\,b$ для узких лент и $l = b + (3...5)$ для широких лент. Толщина эластичного слоя на ободе ролика $\delta = 2...4$ мм. Схемы установки прижимного ролика *1* относительно ведущего вала *2* пока-

заны на рис. 26.3, *а*, *б*, а пример конструкции ролика, установленного на одном шарикоподшипиике, — на рис. 26.3, *в*. Сила прижатия ролика (рис. 26.3, *б*) к ведущему валу $F = \beta F_c/(f \cos \alpha)$, где F_c — сила сопротивления протягиванию ленты; β — коэффициент запаса сцепления; принимают $\beta = 2...3$ (см. гл. 5); f — коэффициент трения; α — угол, определяющий положение ролика относительно ведущего вала. Если сила F направлена к оси ролика (рис. 26.3, *а*), то $\alpha = 0$ и $F = \beta F_c/f$. Существенное значение для нормальной работы ЛПМ имеет правильная установка прижимного ролика относительно ведущего вала. В общем случае отклонение Δ оси *II* ролика (рис. 26.4, *а*) можно рассматривать состоящим из непараллельности Δ_x в плоскости x осей и перекоса Δ_y осей в перпендикулярной плоскости y. Непараллельность Δ_x приводит к тому, что давление прижимного ролика на ведущий вал не одинаково вдоль линии контакта ab, что вызывает поперечное смещение ленты. При перекосе Δ_y максимальное давление в точке пересечения образующих поверхностей вала и ролика уменьшается к краям зоны давления. В этом случае также происходит смещение ленты в поперечном направлении. Уменьшение непараллельности и перекоса осей не всегда может

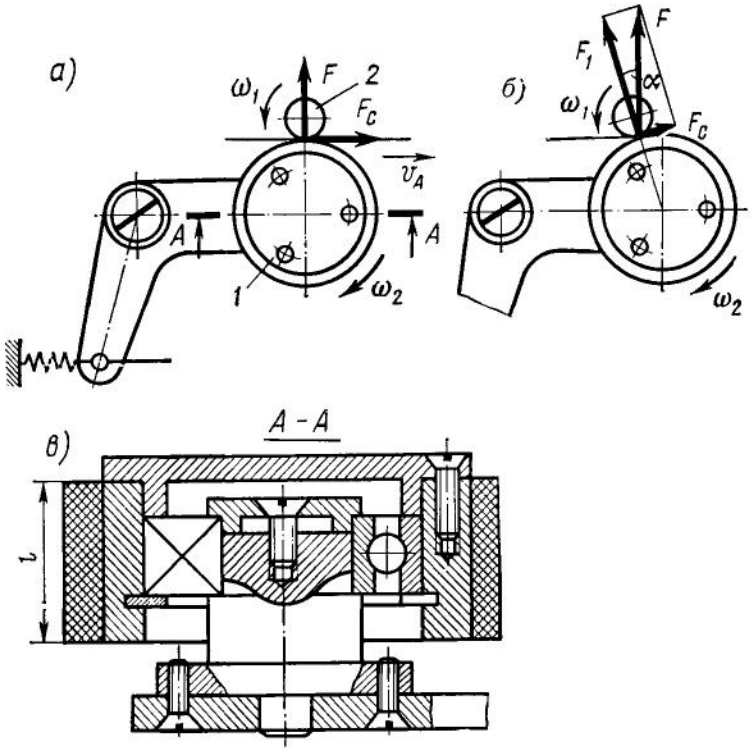


Рис. 26.3

быть достигнуто только путем повышения точности изготовления и сборки узла и, кроме того, связано со значительным повышением стоимости ЛПМ. Поэтому наиболее часто в конструкциях ЛПМ применяют устройства для регулирования положения оси ролика относительно оси ведущего вала. Примером может служить конструкция (рис. 26.4, *б*), в которой для уменьшения отклонений Δ_x и Δ_y предусмотрена возможность поворота обоймы *1* с роликом *2* посредством шариковой опоры *4* относительно детали *5* при ослабленных винтах крепления *3*.

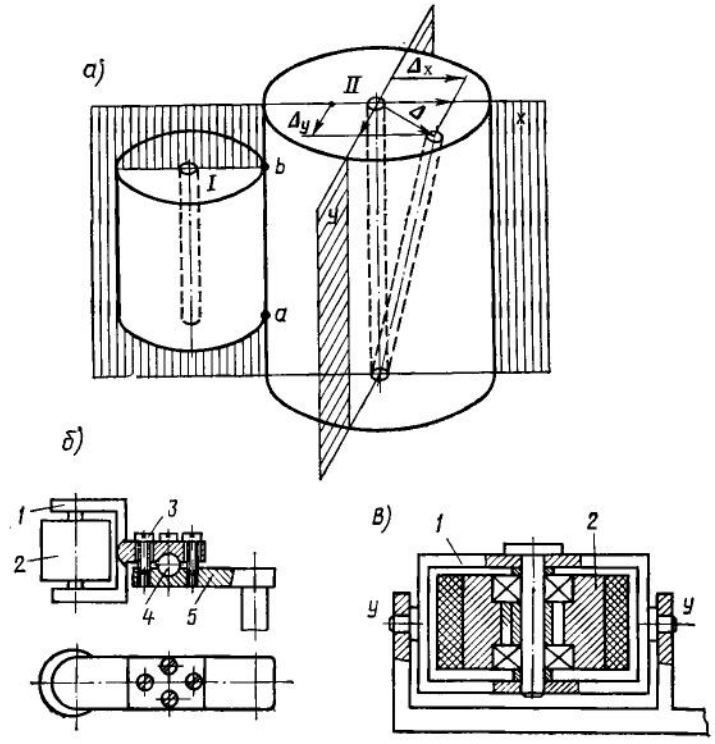


Рис. 26.4

В магнитофонах применяют также самоустанавливающиеся прижимные ролики, как, например, на рис. 26.4, *в*, где рамка *1* с роликом *2* может свободно поворачиваться около оси y, уменьшая отклонение Δ_x до нуля.

Подающий и приемный узлы. В наиболее распространенных типах магнитофонов используют ленты, длина которых значительно превосходит длину отрезка ленты в тракте лентопротяжного механизма. Поэтому в конструкциях ЛПМ предусматривают накопительные устройства в виде сердечников и катушек (ГОСТ 12796—77, 13275—67). Сматывание ленты с подающего узла осуществляется узлом ведущего вала. При этом лента должна находиться в натя-

нутом состоянии, что препятствует образованию свободных петель ленты, приводящих к ее спутыванию, короблению и обрыву, а также может вызывать отклонения скорости движения ленты. Поэтому для создания натяжения ленты, исключающего появление петель, предусматривают торможение катушки с рулоном посредством тормозного устройства. Сила натяжения $F_н$ ленты зависит не только от момента трения, действующего на катушки, но и от радиуса ρ рулона: $F_н = M_{тр}/\rho$. Так как радиус рулона по мере сматывания ленты меняется, то меняется и натяжение ленты в пределах $F_{нmin}...F_{нmax}$. Отношение $F_{нmax}/F_{нmin} = k_x$ называют характеристическим коэффициентом подающего (или приемного) узла. Обычно принимают $k_x = 1{,}5...2$. В отдельных типах наматывателей $k_x = 3...4$; $k_x > 4$ не допускается [62]. Конструктивная схема используемого для натяжения ленты колодочного тормоза показана на рис. 26.5. Пружина *5* посредством рычага *2* осуществляет прижатие тормозной колодки *3* с фрикционной прокладкой *4* к тормозному барабану *1*. Момент трения $M_{тр}$, который необходимо получить посредством тормозного барабана, определяется в зависимости от требуемого натяжения $F_н$ ленты и радиуса ρ рулона: $M_{тр} = F_н \rho$. Момент трения, создаваемый тормозом, зависит от силы натяжения $F_{пр}$ пружины, силы нормального давления на колодку F_n, коэффициента трения f между колодкой и тормозным барабаном и его размеров. Из рис. 26.5 следует, что $F_n a - F_{тр} c - F_{пр}(a + b) = 0$. Так как $F_{тр} = F_n f$, то $F_n = F_{пр}(a + b)/(a - fc)$. Отсюда

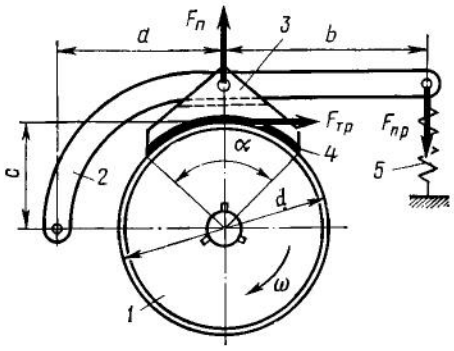


Рис. 26.5

$$M_{тр} = F_n f r = F_{пр} f d (a + b)/[2(a - fc)]. \qquad (26.1)$$

Зная $M_{тр}$ и назначив f по материалам фрикционной прокладки на колодке и тормозном барабане, можно из выражения (26.1) определить размеры тормоза d, a, b, c.

В приемном узле намотка ленты на катушку также должна осуществляться с определенным натяжением. Для нормальной магнитной ленты сила натяжения $F_н = 60...100$ Н. В реальных ЛПМ получить постоянную силу натяжения весьма сложно. Колебание силы натяжения должно ограничиваться, так как ее уменьшение может привести к относительному скольжению витков рулона с появлением царапин на рабочей поверхности ленты, а увеличение сверх допустимого значения — к вытягиванию и деформации ленты. Основное требование к приемному узлу состоит в обеспечении постоянства средней скорости ленты, влияющей на ее натяжение. Из выражения

$v = \omega \rho$ следует, что с увеличением радиуса ρ рулона при намотке ленты с постоянной скоростью v необходимо обеспечить соответствующее уменьшение угловой скорости вала *1* катушки. Это в реальных конструкциях достигается применением различных фрикционных устройств.

Рассмотрим одну из конструкций наматывателя (рис. 26.6, *а*), в которой между шкивом *3*, вращающимся с постоянной угловой скоростью от приводного двигателя, и диском *2*, закрепленным на валу *1* катушки, установлена фрикционная связь по кольцевой поверхности контакта, ограниченной радиусами r_1 и r_2. Трение по поверхности контакта создается силой $F_{пр}$ пружины *4*. Значение силы пружины можно регулировать осевым смещением гаек *5*. Момент трения по кольцевой поверхности (см. гл. 3)

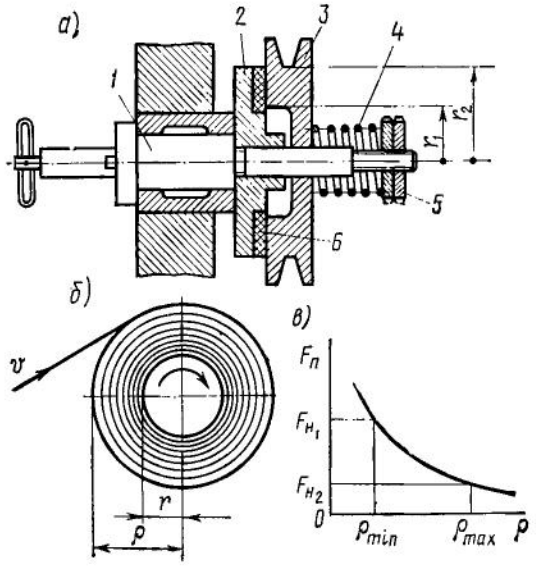


Рис. 26.6

$$M_{тр} = 2 f F_{пр}(r_2^3 - r_1^3)/[3(r_2^2 - r_1^2)],$$

где f — коэффициент трения между трущимися поверхностями шкива и прокладки *6*. При постоянной силе пружины момент трения также постоянен. Значение момента трения определяет силу натяжения ленты:

$$F_н = M_{тр}/\rho, \qquad (26.2)$$

где ρ — текущий радиус рулона ленты. Наименьшее его значение в начале намотки равно радиусу сердечника приемной катушки, т. е. $\rho_{min} = r_{ск}$. В процессе намотки радиус рулона ρ (рис. 26.6, *б*)

увеличивается и при длине l намотанной части ленты

$$\rho = \sqrt{l\delta\mu/\pi + r_{ск}^2}, \qquad (26.3)$$

где δ — толщина ленты; μ — коэффициент заполнения, учитывающий неплотность намотки. Обычно $\mu = 1{,}05...1{,}10$. При полностью намотанной ленте получим максимальное значение радиуса ρ_{max}, если в формулу (26.3) подставим полную ее длину L взамен l. Характеристика наматывателя рассматриваемого типа, определяемая выражением (26.2), приведена на рис. 26.6, *в*. Из формул (26.2) и (26.3) получаем $F_{н min} = M_{тр}/\sqrt{L\,\delta\mu/\pi + r^2_{ск}}$. Отсюда характеристический коэффициент $k_x = F_{н max}/F_{н min} = \sqrt{L\,\delta\mu/\pi + r_{ск}}/r_{ск} < |k_x|$, где $|k_x|$ — допускаемое значение. При заданных L и δ $r_{ск} \geqslant \geqslant \sqrt{L\delta\mu/\pi(|k_x|^2 - 1)}$. Примеры расчета приемных и подающих узлов см. в [62]; устройства автоматического регулирования ленты см. в [45].

Примеры конструкций лентопротяжных механизмов. Лентопротяжные механизмы с одним двигателем (одномоторные) имеют малые габариты и массу, так как у них вал двигателя связан с ведущим валом и валами дисков посредством зубчатых или ременных (пассиковых) передач и фрикционных муфт. Поэтому, а также учитывая, что они потребляют меньше энергии, их применяют в переносных, например бытовых, и репортажных магнитофонах. В одной из конструкций такого магнитофона (рис. 26.7, *а*) ведущий вал *2* является продолжением вала электродвигателя *1* и предназначается совместно с прижимным роликом *8* для протягивания магнитной ленты *5* [45]. Смещение прижимного ролика осуществляется электромагнитом *17*. Для прижима ленты к головкам *6*, *7*, *9* и *13* служат ролики *3*, *4*, *10* и *12*. От этого же электродвигателя *1* посредством пассиков *11* и *14* и шкивов *16* и *18* передается вращение подающему *15* и приемному *19* узлам. В последних для обеспечения натяжения магнитной ленты *5* применены фрикционные муфты (см. гл. 17), как, например, муфта, показанная на рис. 26.7, *б*. Муфта служит для передачи вращения от полумуфты *1*, являющейся ведущей, к полумуфте *2*, соединенной с выступом *4* для установки кассеты с пленкой. При подаче питания катушке *3* возникает магнитный поток (см. гл. 23), притягивающий стальное кольцо *7*, закрепленное на полумуфте *1* к диску *5* полумуфты *2*. В результате появляется необходимый тормозной момент от сил трения между фрикционным кольцом *6* и полумуфтой *1*, обеспечивающий вращение полумуфты *2* и натяжение ленты.

При повышенных требованиях к стабильности скорости ленты и надежности работы применяют трехмоторные ЛПМ. В таких магнитофонах (рис. 26.8, *а*) предусмотрены три асинхронных электродвигателя. Вращение вала *1* подающего узла и вала *5* приемного узла осуществляется двигателями *2* и *6* соответственно. Протягивание ленты производится посредством вала двигателя *4* и прижимного ролика *3*, управляемого посредством электромагнита (см. рис. 26.7, *а*). Электродвигатель *6* предназначается для подмотки ленты

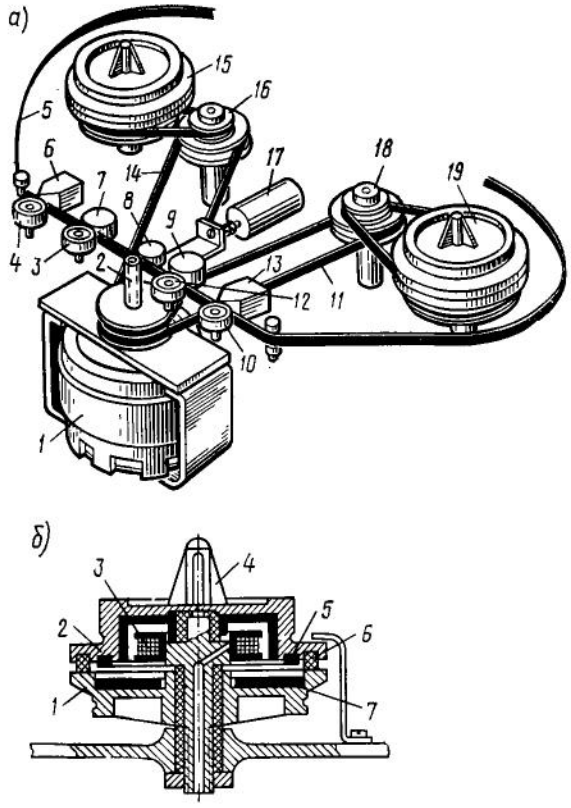


Рис. 26.7

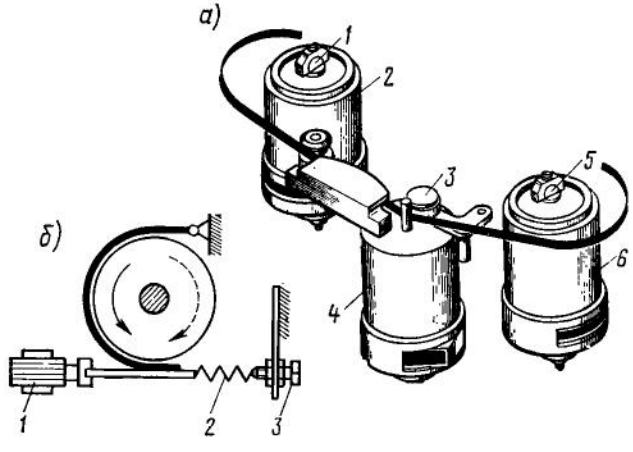


Рис. 26.8

в режиме «запись—воспроизведение». Для сохранения постоянства натяжения ленты используется двигатель с мягкой характеристикой (см. гл. 15), обеспечивающей уменьшение частоты его вращения с увеличением радиуса ρ рулона (см. рис. 26.6, *б*) при подмотке. В режиме обратной перемотки двигателем *2* прижимный ролик *3* отжат и окружное усилие на ленту от двигателя *4* не передается. Все три электродвигателя снабжены ленточными тормозами (см. рис. 26.8, *б*) (см. также гл. 10). Постоянство тормозного момента создается применением пружины *2*. Регулировка тормозного момента производится винтом *3*. Включение тормозов осуществляется электромагнитом *1*.

§ 26.3. ЛПМ запоминающих устройств (ЗУ) электронно-вычислительной аппаратуры (ЭВА)

ЛПМ запоминающих устройств ЭВА по условиям эксплуатации работают с периодическими пусками и остановами, т. е. в стартстопном режиме. В связи с этим помимо общих требований к ЛПМ (постоянство натяжения и скорости перемещения ленты и др.) важным является требование получения минимального времени

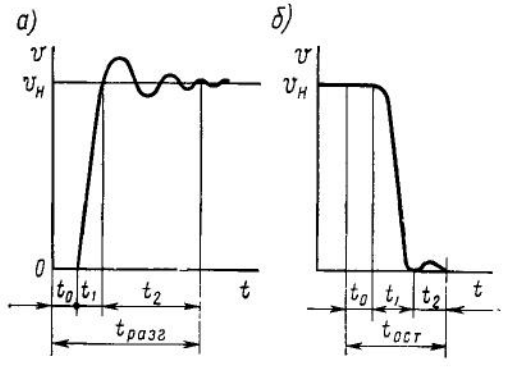


Рис. 26.9

разгона и останова механизма, называемое быстродействием. Время разгона (рис. 26.9, *а*)

$$t_{разг} = t_0 + t_1 + t_2,$$

где t_0 — время срабатывания стартстопного механизма; t_1 — время разгона магнитной ленты от $v = 0$ до номинальной скорости $v_н$; t_2 — время затухания переходного процесса.

Время останова (рис. 26.9, *б*)

$$t_{ост} = t_0 + t_1 + t_2,$$

где t_0 — время срабатывания стартстопного механизма; t_1 — время замедления; t_2 — время успокоения.

Из дифференциального уравнения работы вала привода перемещения ленты $J_{пр}d\omega/dt = M_д - M_с$ следует, что

$$t_{разг} = J\omega_н/(M_д - M_с) \quad и \quad J = J_д + J_{пр},$$

где $M_д$ — момент двигателя; $M_с$ — приведенный к валу двигателя момент сил сопротивления (трение и др.); $\omega_н$ — номинальная угловая скорость; $J_д$ — момент инерции ротора двигателя; $J_{пр}$ — приведенный к валу двигателя момент инерции кассеты с рулоном ленты. В связи с малым временем разгона ЛПМ пренебрегаем изменением $M_с$ и $M_д$, считая их постоянными. Из выражения для $t_{разг}$ следует, что наибольшее влияние на время разгона оказывает момент инерции кассеты с рулоном ленты. Поэтому при проектировании ЛПМ ЗУ необходимо исключать влияние на работу электродвигателя и механизма протягивания ленты момента инерции кассет.

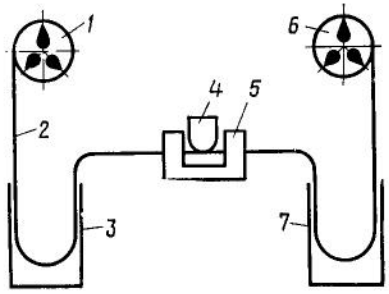


Рис. 26.10

На рис. 26.10 представлена одна из типовых кинематических схем ЛПМ, отличающаяся высоким быстродействием. Подающая *1* и приемная *6* кассеты и ведущий валик электродвигателя в стартстопном механизме *5* перемещения ленты *2* имеют отдельные приводы. Отличительным признаком схемы являются промежуточные хранилища *3* и *7* для петель магнитной ленты. Наличие петель позволяет исключить при разгоне, останове и перемещении (неравномерном) ленты влияние инерционности кассет с рулонами ленты и тем самым значительно уменьшить время разгона или останова ленты ведущим валиком на участке между петлями. Для сохранения петель в хранилищах предусмотрены датчики контроля уровня ленты, управляющие работой приводов кассет [45]. Для записи информации на ленту и ее считывания служит магнитная головка *4*.

Повышение быстродействия ЛПМ обеспечивается также при разработке соответствующих этому требованию схем стартстопного механизма. Для передачи движения от ведущего вала магнитной ленте применяют: прижатие ленты к ведущему валу посредством повышенного давления воздуха, создаваемого вакуумом (рис. 26.11, *а*) или наддувом (рис. 26.11, *б*); увеличение угла обхвата лентой ведущего вала (до 180°) с одновременным увеличением коэффициента трения путем покрытия поверхности вала соответствующим материалом (рис. 26. 11, *в*). Такие ЛПМ (без прижимных роликов) называют мононороликовыми.

В ЛПМ с прижимными роликами (рис. 26.12) быстродействие достигается применением двух стартстопных механизмов, ведущие валики которых *1* и *6*, постоянно вращающиеся в противоположных направлениях, включаются заранее перед записью или считыванием информаций магнитной головкой *4*. Для включения магнитной

ленты *3* достаточно прижать ее одним из упомянутых выше способов, например посредством прижимного ролика *7* или *8*, к одному из вращающихся ведущих валов в зависимости от требуемого направления ее движения. Предварительное включение электродвигателей обеспечивает повышение быстродействия ЛПМ. Время раз-

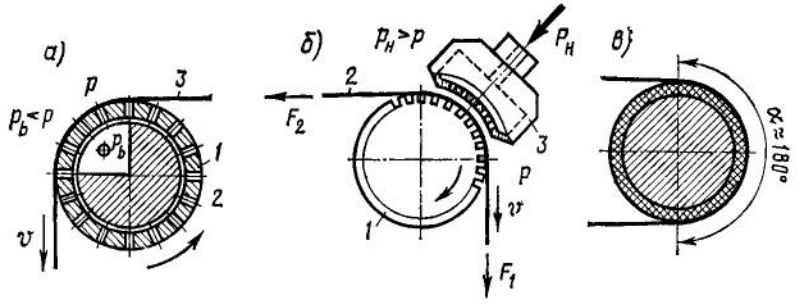


Рис. 26.11

гона ленты $t_{разг} = 1{,}5...5$ мс. Прижимные ролики перемещают посредством электромагнитов (см. рис. 26.7, *а*). Обводные ролики *2* и *5* служат направляющими для магнитной ленты. Ведущие валы выполняют стальными, а прижимные ролики покрывают слоем резины.

Прижатие ленты посредством давления воздуха не требует применения прижимных роликов, что повышает надежность ЛПМ. В конструкции так называемого «вакуумного» вала [45] для прижатия ленты (см. рис. 26.11, *а*) вокруг неподвижного цилиндра *2*, имеющего воздушную полость в виде сектора, вращается полый тонкостенный цилиндр *1* со щелями вдоль образующих для прохождения воздуха, являющийся ведущим валом. Длина щелей меньше ширины магнитной ленты *3*. При включении вакуум-насос создает в полости неподвижного цилиндра разрежение и вследствие этого ставшее избыточным давление окружающего воздуха прижимает магнитную ленту к вращающемуся с номинальной угловой скоростью полому цилиндру. При отключении вакуум-насоса давление в полости неподвижного цилиндра и окружающего воздуха выравнивается, магнитная лента отходит от вращающегося полого цилиндра и ее движение прекращается. В устройстве для прижатия магнитной ленты посредством наддува воздуха (см. рис. 26.11, *б*) вал *1* вращается с номинальной угловой скоростью. Для прижатия ленты в камеру *3* подается под давлением $P_н$ воздух (наддув), который проходит через большое число ради-

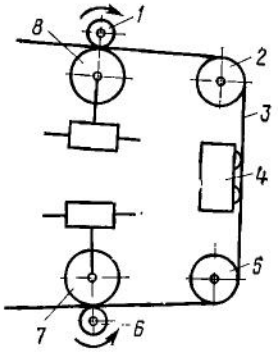


Рис. 26.12

ально направленных отверстий, создавая равномерное прижатие магнитной ленты по всей ее поверхности на дуге охвата вала. Прижатие ленты происходит в течение 2 мс [45]. При отключении наддува лента отходит от вала и ее движение прекращается. Устройства прижатия ленты посредством давления воздуха требуют более точного изготовления и характеризуются наличием шума.

Наиболее простым по конструкции и получившим широкое распространение является мононролико́вый ЛПМ. Его быстродействие определяется только моментами инерции ведущего вала и якоря электродвигателя. Мононролико́вый ЛПМ НМЛ ЕС-5617 (рис. 26.13) состоит из подающей *1* и приемной *2* кассет для магнитной ленты *9*, ведущего ролика *3*, имеющих индивидуальные приводы, блока маг-

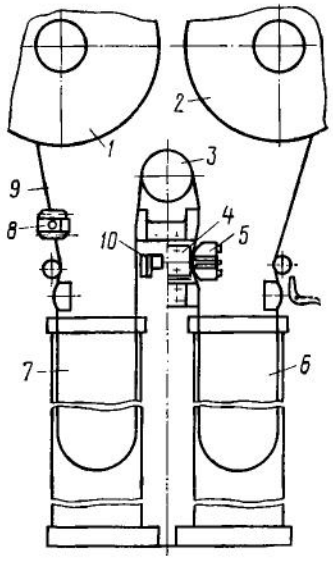


Рис. 26.13

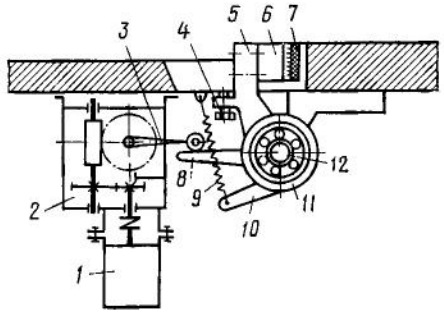


Рис. 26.14

нитных головок *4* с механизмом отвода, вакуумных колонок *6* и *7*, фотодатчика *8* для фиксации минимального количества ленты, стирающей головки *5*, фотодатчика *10* начала и конца ленты. Технические характеристики и расчет ЛПМ см. в [45].

Механизм отвода магнитной головки в таком ЛПМ показан на рис. 26.14. Привод механизма состоит из реверсивного электродвигателя *1* типа СЛ163 ($P = 8{,}3$ Вт; $n = 3500...5500$ мин$^{-1}$) и червячного редуктора *2*. При включении двигателя поворачивается рычаг *3* с роликом, закрепленный на выходном валу привода, который посредством рычага *8* отводит кронштейн *5* с магнитной головкой *6* от магнитной ленты *7*. Рычаги *8* и *10*, кронштейн *5* закреплены на втулке *11*, свободно сидящей на оси *12*. При перемотке для предотвращения износа ленты кронштейн *5* отводится на угол 7°, а при заправке ленты — на 42°. При переключении двигателя рычаг *3* поворачивается в обратном направлении, что позволяет пружине *9* повернуть рычаг *10*, а вместе с ним и кронштейн *5* с магнитной головкой *6* в положение для записи или считывания инфор-

мации. Положение магнитной головки относительно магнитной ленты можно регулировать посредством винта *4*.

Как отмечено выше, узлы кассет имеют отдельные приводы. На рис. 26.15 показана конструкция привода с электродвигателем *7* (ПК-1), вал *1* которого выходит за пределы корпуса с обеих сторон. К одному концу вала посредством цанги *2* присоединяется фиксирующий механизм кассеты *4*, который закрепляется поворотом ручки *6*, воздействующей через дисковую пружину *5* на разжимную цангу *3*. На другом конце вала закреплен диск *8* фрикционной

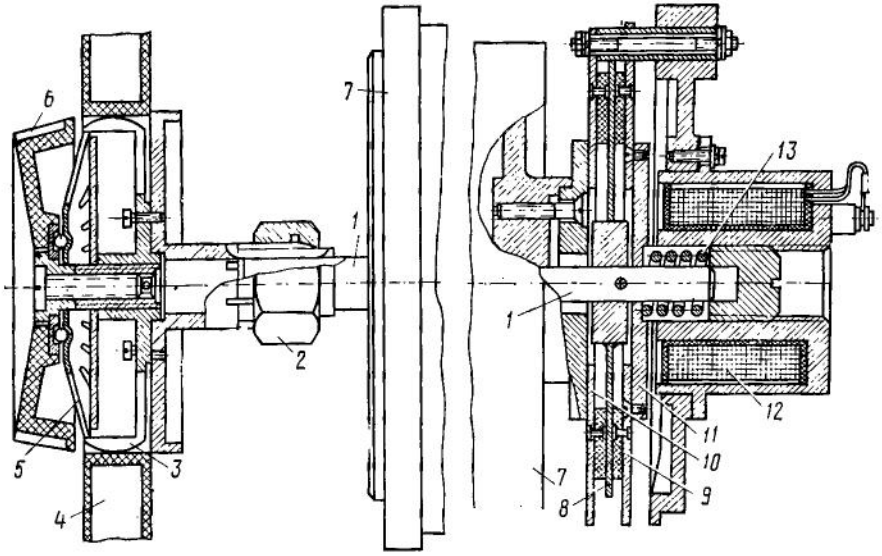


Рис. 26.15

муфты. С корпусом жестко соединены фрикционные диски *9*, *10* и электромагнит *12* с якорем *11*. При отключении тока, питающего катушку электромагнита (в аварийном режиме), пружина *13* поджимает якорь и фрикционные диски, осуществляя торможение электродвигателя. При включении питания в обмотку электромагнита якорь *11* под действием магнитного поля, преодолевая силу пружины *13*, смещается вправо, разъединяя фрикционные диски. Вал *1* вместе с кассетой *4* начинает вращаться. Расчет ЛПМ ЗУ см. [35].

Глава 27
ОТСЧЕТНЫЕ УСТРОЙСТВА

По способу предъявления информации отсчетные устройства приборов разделяют на шкальные и цифровые. В шкальных отсчетных устройствах значения измеряемой величины представляют в виде взаимного смещения одного или нескольких подвижных элементов

в виде шкалы и указателя. Шкалу выполняют как совокупность отметок (штрихов), расположенных по прямой, дуге или окружности и соответствующих ряду последовательных значений измеряемой величины. Указатель выполняют в виде стрелки, индекса со штрихом или светового пятна, которые занимают определенное положение относительно отметки шкалы и показывают деление шкалы, соответствующее значению измеряемой величины. Шкальные отсчетные устройства находят широкое применение в современных приборах благодаря простоте конструкции, компактности, большой надежности и достаточно высокой точности отсчета. В цифровых отсчетных устройствах результат отсчета измеряемой величины представляется в виде числа (обычно десятичной системы). Цифровой отсчет имеет ряд важных достоинств: отсутствие субъективных погрешностей, удобство отсчета на большом расстоянии и при большем угле наблюдения, малая утомляемость оператора, возможность автоматической регистрации результатов измерений в измерительных системах и автоматизированных системах управления.

§ 27.1. Шкальные отсчетные устройства

В зависимости от назначения и предъявляемых технических требований в отсчетных устройствах используют неподвижные или подвижные круговые (дуговые) и прямолинейные шкалы в сочетании с подвижными или неподвижными указателями. Наибольшее распространение имеют круговые неподвижные шкалы при подвижном указателе. Отметки на шкалах разделяют на три вида (ГОСТ 5365—73): главные, обозначающие целые числа; средние, обозначающие $^1/_2$ или $^1/_5$ часть главного деления; малые, обозначающие $^1/_5$ или $^1/_{10}$ часть главного деления. Делением шкалы называют участок шкалы, ограниченный соседними отметками (штрихами). Линейное или угловое расстояние между центрами двух соседних отметок шкалы называют длиной деления шкалы.

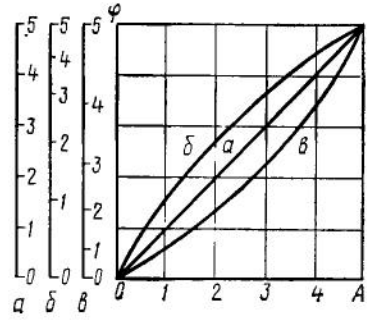


Рис. 27.1

Масштаб шкалы есть отношение длины деления шкалы к измеряемой величине, соответствующей этому делению. Ценой деления шкалы называют число единиц измеряемого параметра, приходящееся на одно деление шкалы.

По виду зависимости между смещением указателя φ и значением измеряемой величины A различают равномерные и неравномерные шкалы. Равномерные шкалы (рис. 27.1, *а*) обладают постоянной чувствительностью; их применяют в тех случаях, когда требуется получить одинаковую по всей шкале абсолютную погрешность

измерений. Неравномерные шкалы (рис. 27.1, *б*, *в*) имеют криволинейную характеристику и непостоянную чувствительность. Их применяют в тех случаях, когда требуется получить постоянную по всей длине шкалы относительную погрешность измерений.

На рис. 27.2, *а* изображены основные конструктивные формы концов, а на рис. 27.2, *б* — сечений указателей. Часто применяют

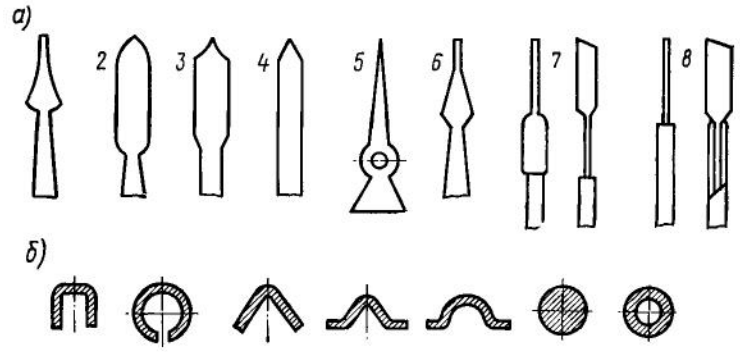


Рис. 27.2

указатели с ножевидными концами (*6*, *7*, *8*), толщина ножа у которых обычно равна 0,1...0,2 мм, что соответствует толщине штриха шкалы. В отсчетных устройствах, находящихся на сравнительно большом расстоянии от оператора (1...2 м и более), ставят стержневые (*4*), мечевидные (*5*) и копьевидные (*1*, *2*, *3*) указатели. Указывающий конец стрелки в любом случае не должен быть толще самой тонкой отметки на шкале, а длину стрелки выбирают так, чтобы ее конец перекрывал $^1/_4$...$^3/_4$ высоты наименьшей отметки на шкале. Форма сечения указателя должна быть такой, чтобы момент сопротивления площади поперечного сечения был наибольшим при наименьшей массе и моменте инерции самого указателя относительно оси его вращения. Противоположный конец указателя должен уравновешивать его указывающую часть. Для увеличения чувствительности отсчетного устройства и устранения параллакса применяют световые указатели (рис. 27.3). В таких устройствах штрих *2* после одно- или многократного отражения от зеркала *3* посредством оптической системы *1* проецируется на шкалу *4*.

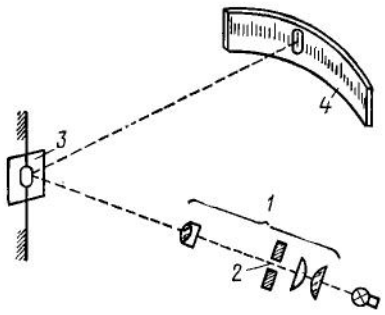


Рис. 27.3

В качестве исходных данных для расчета шкал используют: A — количество единиц или диапазон изменения измеряемого параметра; ΔA — абсолютную погрешность измерения параметра; рабочую длину L или угол θ оцифровки шкалы (для линейных и круговых шкал соответственно). При указанных заданных величинах цена деления шкалы a, число делений шкалы n, расчетное значение длины $L_р$ шкалы, расчетный диаметр $d_р$ шкалы [44] соответственно равны:

$$a = 2\Delta A;\ n = A/a = (1/2)\,\delta A;\ L_р = n\,[b];\ d_р = 2n\,[b]/\theta,$$

где δA — относительная погрешность измерения; $[b] = 1{,}5...4{,}0$ мм — допустимая длина деления шкалы, которую выбирают в зависимости от условий эксплуатации отсчетного устройства. В приборных устройствах часто применяют многошкальные отсчетные устройства. Двухшкальное устройство состоит из шкалы грубого отсчета диаметром $d_г$ и числом делений $n_г$ и шкалы точного отсчета с соответствующими параметрами $d_т$ и $n_т$.

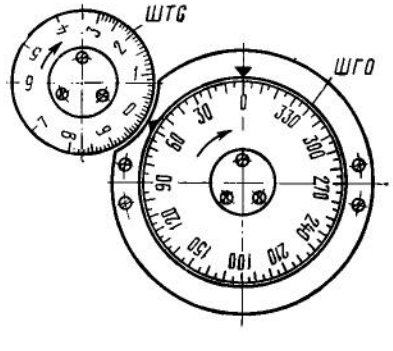


Рис. 27.4

Цена деления шкалы точного отсчета $a_т = 2\Delta A$.

Общее число делений обеих шкал $n = A/a_т = n_т n_г$.

Для шкалы точного отсчета обычно число делений $n_т = 10$; 50; 100. Число делений шкалы грубого отсчета $n_г = n/n_т$, цена ее деления $a_г = A/n_г = a_г n_т$.

Длина и расчетный диаметр шкалы грубого отсчета:

$$L_{р.г} = n_г\,[b];\quad d_{р.г} = 2n_г\,[b]/\theta_г \leqslant d_г.$$

Параметры шкалы точного отсчета:

$$L_{р.т} = n_т\,[b];\quad d_{р.т} = 2n_т\,[b]/\theta_т \leqslant d_т.$$

Коэффициент умножения масштаба шкалы равен передаточному отношению между шкалами точного и грубого отсчетов, т. е.

$$i_{т-г} = \theta_т/\theta_г = n_г.$$

В качестве примера на рис. 27.4 показано устройство, в котором шкала грубого (ШГО) отсчета имеет 72 равных деления с ценой деления 5° и углом поворота 360°, а шкала точного отсчета (ШТО) — 100 равных делений. За один полный оборот шкалы точного отсчета шкала грубого отсчета повернется на 5° (одно деление ШГО). Цена деления ШТО равна 3′. Погрешности шкальных отсчетных устройств рассмотрены в [43].

§ 27.2. Цифровые отсчетные устройства

По способу воспроизведения цифр цифровые отсчетные устройства разделяют на четыре группы: 1) цифры выполняют целиком в виде заранее известной фигуры в соответствии с принятыми шрифтами (например, цифра 5 на рис. 27.5, *а*). Такое изображение цифры

является самым удобным и совершенным для визуального снятия отсчета; 2) цифры синтезируют из отдельных полос-сегментов (рис. 27.5, *б*). При различных комбинациях светящихся сегментов на одном знакоместе получают изображения разных цифр. Для воспроизведения арабских цифр от 0 до 9 используют семь сегментов (рис. 27.5, *б*); 3) цифры набирают из отдельно светящихся точечных элементов в виде мозаики (рис. 27.5, *в*). Каждая точка обслуживает одну или несколько цифр. На некотором расстоянии от приборной доски или панели при соответствующей коммутации набор точек воспринимается глазом оператора как сплошная светящаяся цифра благодаря иррадиации зрения; 4) цифры воспроизводят на экране быстро перемещающимся световым пятном. Если светящаяся точка обходит полный контур цифры за 0,05 с, что соответствует времени сохранения глазом информации, то оператор воспринимает сплошную цифру благодаря инерции зрения.

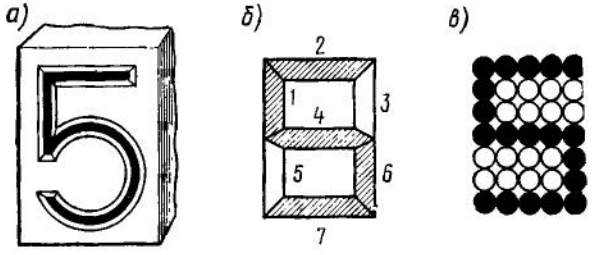


Рис. 27.5

Цифровые устройства на лампах накаливания. Лампы накаливания различных конструктивных исполнений широко используют в цифровых отсчетных устройствах. Они дешевы, просты в эксплуатации, имеют большой срок службы и сохраняют свою работоспособность в разных условиях эксплуатации, в частности в широком диапазоне изменения температур. Конструктивно накальные цифровые лампы типа ИВ [15,30] представляют собой стеклянный вакуумированный баллон *1* (рис. 27.6, *а*) с несколькими нитями накаливания *4* в виде прямоугольных участков, образующих отдельные сегменты. Нити накаливания выполняют из специального вольфрамового сплава; они имеют вид спирали диаметром порядка 60 мкм. Их крепят между опорными штырями *3*, расположенными на черной изоляционной пластине *2*. Все нити накаливания имеют один общий и индивидуальные выводы *5*. Изображение цифры образуется из отдельных нитей-сегментов. В зависимости от конструкции лампы свечение нитей и соответствующие цифры можно наблюдать с боковой поверхности или торца стеклянного баллона. Вольфрамовая раскаленная спираль дает соломенно-желтый цвет излучения. Для получения необходимой цветности цифр применяют различные внешние цветные фильтры, устанавливаемые перед торцовой или боковой рабочей поверхностью лампы. Цифровые лампы накаливания обладают высоко-

контрастным устойчивым изображением с легко изменяемой яркостью и цветностью, что позволяет считывать информацию при большой интенсивности внешнего освещения вплоть до прямого солнечного света. Однако они потребляют много энергии, вследствие чего происходит выделение теплоты, образуются блики на стеклянном баллоне, что является недостатком ламп накаливания. Инерционность цифровых ламп определяется тепловой инерцией нити накаливания. Обычно скорость смены информации 15...17 цифр в минуту. Для образования многоразрядных отсчетных устройств отдельные цифровые лампы накаливания устанавливают на панели или приборной доске в ряд. Расположение цифр разных разрядов в одной плоскости и на одном уровне обеспечивается регулировкой положения отдельных ламп. Лампы накаливания

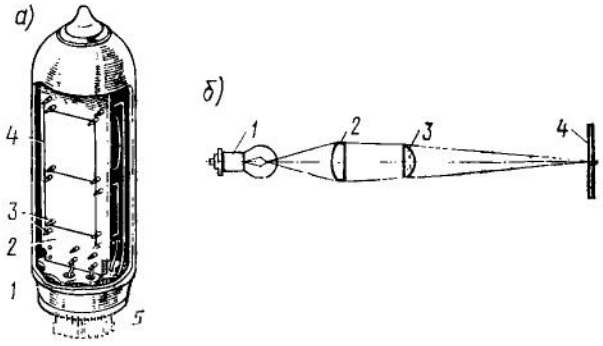


Рис. 27.6

применяют в качестве источников излучения в цифровых проекционных устройствах, в которых оптическая система проецирует изображение цифр на светопропускающий или матовый экран. Конструктивная особенность таких цифровых ячеек заключается в том, что они рассчитаны на одно знакоместо и в одном корпусе расположено несколько независимых проекционных систем, каждая из которых может проецировать на экран только одну цифру. Смена цифр на одном знакоместе обусловлена соответствующей коммутацией ламп проекционных систем, что обеспечивается схемой управления. На рис. 27.6, *б* показана оптическая схема одной проекционной ячейки ПТ-2М, в которой цифра нанесена на поверхности конденсатора *2*, освещается источником в виде лампы накаливания *1* и объективом *3* проецирует на экран *4*.

Газоразрядные цифровые устройства. Цифровые газоразрядные лампы широко применяют в цифровой аппаратуре, в счетно-решающих устройствах, вычислительной технике, измерительных приборах. Отличительная особенность этих ламп состоит в том, что изображения различных цифр одного разряда создаются цельными на одном знакоместе. Для этого внутри баллона лампы *1* располагают несколько светящихся катодов *2* и один анод в виде тонкой

редкой сетки *3* (рис. 27.7, *а*). Катоды выполняют в виде отдельных цельных цифр и располагают стопкой один за другим так, что образуется пакетная конструкция лампы. Аноды выполняют из никелевой проволоки, а катоды — из нихрома или титана.

При наличии управляющего напряжения на аноде и одном из катодов между ними в газовой среде возникает тлеющий разряд, вид свечения которого внутри баллона лампы имеет форму катода-цифры. Смена изображения цифр на одном знакоместе осуществляется последовательной коммутацией напряжения на различные катоды. Цвет свечения цифр зависит от газа или смеси газов в баллоне лампы. Выпускаемые в настоящее время цифровые газоразрядные лампы наполняют смесью газов (неон — 99%, аргон — 0,5% и гелий — 0,5%), которая дает оранжево-красный цвет свечения. В некоторых случаях для уменьшения распыляемости

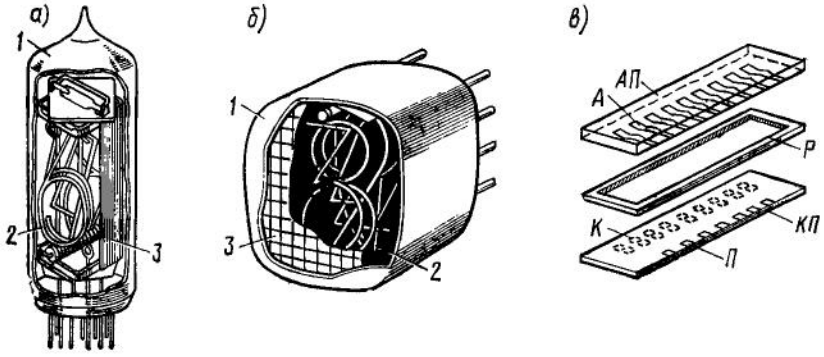


Рис. 27.7

материалов катодов и увеличения долговечности лампы в состав газовой смеси дополнительно вводят пары ртути. Питание анода осуществляют постоянным переменным или импульсным напряжением. Длительность импульса не менее 100 мкс при среднем токе 1...2А и амплитуде не более 15 А. Частота следований импульсов 20...50 Гц, что обеспечивает достаточно высокую кажущуюся яркость благодаря инерции зрения. Свечение горящего катода имеет ширину до 2 мм, а остальные (негорящие) катоды экранируют на себя не более 20% светового потока, не ухудшая четкости индикации горящего катода-цифры. Серийно выпускаются цифровые газоразрядные лампы с боковым (рис. 27.7, *а*) и торцовым (рис. 27.7, *б*) выводом цифр, с круглой и прямоугольной колбой.

В многоразрядных отсчетных устройствах лампы располагают по нескольку штук в ряд. В этом случае разные цифры отдельных ламп визуально воспринимаются как расположенные на различной глубине, что является существенным недостатком такой конструкции ламп из-за параллакса и уменьшения угла наблюдения. Перспективными являются газоразрядные отсчетные устройства, в которых цифры синтезируют из ряда светящихся сегментов-катодов,

образующих от 4 до 17 знакомест [63]. На катодную подложку наносят электроды *К*, контактные площадки *П* и диэлектрические слои, закрывающие все участки металлизации, кроме рабочих участков катодов (рис. 27.7, *в*). Сверху подложку накрывают стеклянной пластиной *АП* с нанесенным на ней рисунком прозрачных анодов *А*. Расстояние между электродами устанавливают с помощью промежуточной стеклянной пластинки *Р*.

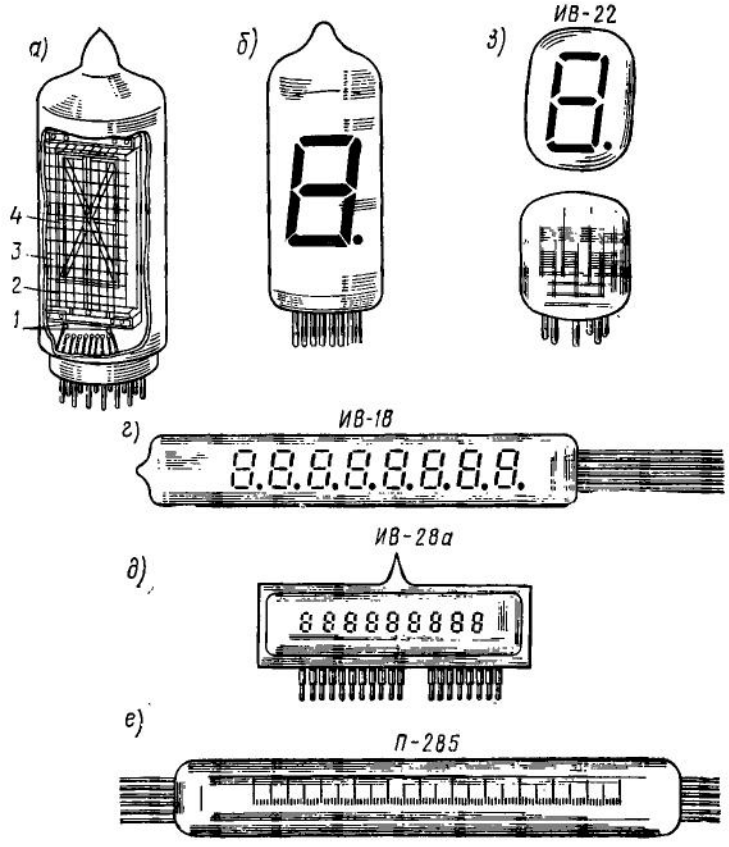


Рис. 27.8

Катодолюминесцентные цифровые устройства. Устройства представляют собой электровакуумные триоды в стеклянном баллоне, у которых аноды выполнены в виде отдельных сегментов, покрытых катодолюминофорами [15, 30, 32]. Внутри стеклянного баллона (рис. 27.8, *а*) последовательно один за другим расположены оксидный катод прямого накала *1*, управляющая сетка *2*, аноды-сегменты *4*, установленные на токопроводящей пластине *3*. Подогреваемый катод обычно выполняют в виде прямой проволоки диаметром 60 мкм, проходящей вдоль всех сегментов. Для лучшей равно-

мерности свечения при широких цифрах используют две нити накаливания. Управляющую сетку изготовляют из проволоки толщиной 30 мкм. Она имеет широкие ячейки; устанавливают ее так, чтобы прикрыть все изображения сегментов-цифр. Каждый элемент (катод, сетка и аноды) имеют отдельные выводы, подключенные к общему источнику питания, при этом сигналы подают на аноды через соответствующие коммутирующие устройства. Работа катодолюминесцентных устройств основана на способности люминофоров преобразовывать кинетическую энергию электронов в световую энергию. При прохождении тока через нить накала она нагревается и испускает электроны. Сетка и включенные аноды имеют, как правило, одинаковый положительный потенциал, так что электроны, приобретая некоторую скорость, пролетают по инерции сетку и достигают анода. Под действием падающих электронов нанесенный на анод люминофор начинает светиться. При отсутствии на аноде положительного напряжения поток электронов тормозится, его энергия мала и люминофор не светится. Поэтому в каждый момент времени светится тот анод-сегмент, на который подано напряжение, а конфигурация цифры определяется набором светящихся сегментов. Включение и выключение сегментов практически происходит безынерционно. Управление высвечиванием сегментов-цифр осуществляется током как постоянного, так и переменного напряжения. Выбором соответствующего состава люминофора можно получить различные цвета его высвечивания, например красный, зеленый, синий или любую комбинацию этих цветов.

Одноразрядные катодолюминесцентные цифровые устройства выпускают в виде ламп типа ИВ [14] в миниатюрном бесцокольном исполнении нескольких типоразмеров. Все они имеют зеленый цвет свечения люминофора. Лампа ИВ-22 имеют торцовый вывод цифр (рис. 27.8, *в*), а все остальные лампы — боковой вывод цифр (рис. 27.8, *б*). Многоразрядные катодолюминесцентные цифровые устройства могут быть образованы расположением в ряд нескольких одноразрядных отсчетных устройств, при этом необходимо выполнять большое число самостоятельных выводов. Например, в девятиразрядном устройстве необходимы 99 независимых выводов: 18 выводов от 9 цепей катодов, 9 выводов от 9 управляющих сеток, 63 вывода от 9 семисегментных цифр, 9 общих выводов. Более просто и экономически выгоднее выполнять многоразрядные цифровые устройства в виде общей круглой или плоской колбы (рис. 27.8, *г*, *д*). Они имеют общие для катодов нити накала, управляющую сетку, состоящую из отдельных самостоятельных частей, расположенных под каждой цифрой, и аноды-сегменты, образующие цифры каждого разряда. Отдельные выводы на каждой сетке позволяют подавать управляющие напряжения на них независимо друг от друга. Одноименные аноды-сегменты цифр различных разрядов соединены между собой и имеют общий вывод. Количество выводов в такой конструкции равно 19: 2 вывода от общего накала, 9 выводов от 9 отдельных управляющих сеток, 7 выводов от 7 сегментов и 1 общий вывод. Такое количество выводов можно конструктивно расположить с одного или двух торцов цилиндрического баллона многоразрядного цифрового устройства. Свечение анода-сегмента возможно только в том случае, когда совпадают по времени напряжения на управляющей сетке и аноде-сегменте. Если подано напряжение на анод-сегмент, но отсутствует напряжение на управляющей сетке, свечения сегмента не будет. Многоразрядные катодолюминесцентные цифровые устройства применяют в малогабаритных счетных машинах, калькуляторах и других вычислительных устройствах.

Особый интерес представляют дискретно-аналоговые устройства, в частности типа П-285, выполненные в виде катодолюминесцентной шкалы (рис. 27.8, *е*). Аноды изготовляют в виде отдельных полосок, которые являются в устройстве отметками шкалы. Общая нить накала и управляющая сетка могут состоять из нескольких секций. Роль указателя выполняет высвечивание отдельной отметки, когда одновременно подаются сигналы на анод-отметку и управляющую сетку. В таком отсчетном устройстве отсутствует подвижная стрелочная система или система указателя, перемещающегося относительно неподвижных отметок. В нем объединяются дискретная форма представления информации, обеспечивающая высокую точность вследствие многоразрядности, и аналоговая форма снятия отсчета, которая во многих случаях значительно удобнее цифровой.

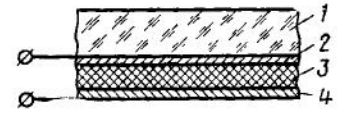


Рис. 27.9

Электролюминесцентные цифровые устройства. Устройства основаны на использовании явления свечения кристаллических веществ (электролюминофоров) при возбуждении их электрическим полем. Конструктивно цифровое устройство выполнено в виде плоского конденсатора (рис. 27.9), первый электрод которого — электропроводящая прозрачная пленка *2* — нанесен на стеклянную пластинку *1* [15,30]. Активным слоем является диэлектрик *3* с равномерно распределенными в нем кристаллами люминофора. На диэлектрик наносится второй непрозрачный электрод *4*. Прозрачный электрод выполняют из окиси олова или титана методом напыления, а активным диэлектрическим слоем служит композиция органической смолы и электролюминофора. В большинстве случаев применяют неорганический люминофор на основе сульфида цинка (кристаллофосфорид типа ZnS). Для большей эффективности преобразования электрической энергии в световую в кристаллическую решетку люминофора внедряют атомы примесей-активаторов. Вид примесей в значительной степени определяет свойства люминофора, в первую очередь спектр его излучения. В качестве активаторов (для ZnS) чаще всего используют медь и марганец. Подбором люминофоров можно получить различные цвета излучеиий, в частности голубой, желтый и белый. Непрозрачный электрод изготовляют методом напыления слоя металла, например алюминия, в виде соответствующей цифры. С помощью выбора формы и взаим-

ного расположения отдельных сегментов получают изображения различных цифр. Электролюминофор возбуждается и светится при подаче на электроды переменного управляющего напряжения 150...200 В с частотой 0,4...10 кГц. Непрозрачный электрод обеспечивает отражение излучения в сторону оператора, расположенного со стороны прозрачного электрода и стеклянной пластинки. Достоинства электролюминесцентных цифровых отсчетных устройств: малая потребляемая мощность при относительно высокой яркости изображения; плоская конструкция, что позволяет рассматривать цифры под большими углами наблюдения; малые габариты и низкая стоимость; возможность изменения цветности излучения; большой срок службы. Недостатки: высокие рабочее напряжение и частота питания; зависимость яркости свечения от частоты и значения управляющего напряжения.

Электролюминесцентные цифровые устройства применяют в цифровых измерительных приборах, пультах управления, для отображения выходных данных ЭВМ, передачи цифровой информации в системах управления и контроля и т. д. Конструктивно их выполняют от одиночных (одноразрядных) цифровых устройств до больших панелей, содержащих десятки цифр на одной подложке в различных разрядах.

Цифровые устройства на светоизлучающих диодах. Полупроводниковые источники излучения оптического диапазона спектра способны эффективно преобразовывать электрическую энергию в световую. Принцип действия светоизлучающих диодов [15, 30, 32] основан на инжекционной люминесценции: свечение возникает при пропускании электрического тока через границу соприкосновения двух слоев полупроводника с p-n-проводимостью. Светодиоды для видимого и ближнего инфракрасного излучения изготовляют из монокристаллических материалов типа $A^{III}B^{V}$: фосфида галлия (GaP), арсенида галлия (GaAs) и более сложных соединений $GaAs_{x-1}P_x$, $Ga_{1-x}Al_xAs$ [32], где x — доля содержания того или другого элемента в соединении.

Способом вытягивания из раствора изготовляют кристаллы GaP достаточно больших размеров. Используя GaP с различными присадками, получают светодиоды разных цветов излучения. Так, для получения красного излучения GaP легирует цинком и кислородом, а для получения зеленого цвета — азотом [30]. Светодиоды на GaAs дают излучение в инфракрасной области спектра. Для преобразования этого излучения в излучение видимого диапазона используют люминофоры, в частности синтезированные на основе бария и лантана. Люминофорное покрытие может иметь различный цвет; широкая цветовая гамма излучения светодиода с люминофором расширяет возможности создания и применения многоцветных цифровых отсчетных устройств. В сложных полупроводниковых соединениях цвет излучения изменяется с изменением параметра x. Например, фосфид арсенида галлия GaAsP обладает достаточно высокой эффективностью излучения в красном диапазоне спектра. Светоизлучающие диоды современных конструкций выполняют и на основе карбида кремния SiC, который дает излучение в желтой области спектра, но не обладает высокой эффективностью. Диоды на основе SiC имеют достаточно хорошую температурную стабильность параметров, что позволяет эксплуатировать их при температуре до 300...400° С. Светодиоды работают при низких рабочих напряжениях и малой потребляемой мощности, имеют малые габариты и массу, обладают высокой скоростью переключения. Так, например, быстродействие светодиодов на основе SiC и GaAlAs составляет единицы наносекунд. Недостатки светодиодов: высокая стоимость их изготовления, обусловленная сложностью существующей технологии, недостаточная яркость, малый к. п. д., небольшие размеры цифр. Несмотря на указанные недостатки, цифровые отсчетные устройства на светодиодах считают наиболее перспективными; их применяют в самых разнообразных отсчетных устройствах: электронных часах с цифровым отсчетом времени; карманных ЭВМ и калькуляторах; малогабаритных счетных машинах; в отсчетных устройствах приборов самолетов и космических кораблей; в средствах визуального считывания информации и контроля при дистанционном управлении и т. п.

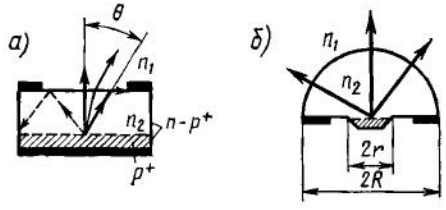


Рис. 27.10

Наиболее распространены плоская (рис. 27.10, *а*) и полусферическая (рис. 27.10, *б*) конструкции светодиодов. В плоских конструкциях из кристалла выходят только те лучи, которые составляют с нормалью угол $\theta \leqslant \arcsin(n_1/n_2)$, где n_1 и n_2 — показатели преломления сопряженных сред. Для GaAs и GaP это конус с углом при вершине не более 35°. Остальные лучи имеют полное внутреннее отражение на границе раздела сред с различными показателями преломления и не выходят из кристалла. Плоские конструкции наиболее удобны, но они обладают малой эффективностью и имеют узкую диаграмму направленности излучения. Геометрические размеры светодиодов полусферической конструкции выбирают из условия $R \geqslant r\,(n_2/n_1)$. В этом случае все излучение, распространяющееся по различным направлениям, падает на границу раздела двух сред по радиусу (нормали) и полностью выходит наружу. Эффективность полусферической конструкции светодиода приблизительно в 10 раз выше эффективности плоской конструкции, но она значительно дороже и сложнее в изготовлении.

Так как светодиоды являются миниатюрными твердотельными источниками излучения и имеют малую поверхность излучения, то при разработке цифровых отсчетных устройств на светодиодах для увеличения размеров светового изображения используют линзы, отражатели или фоконы. Конструктивно линза может быть вмонтирована в корпус источника излучения (рис. 27.11, *а*) или располагаться непосредственно на кристалле (см. рис. 27.10, *б*), выполняя

роль прозрачного корпуса. Для изготовления прозрачного сферического корпуса могут быть использованы пластмасса, нейтральные и поляризационные фильтры, цветное стекло для повышения контраста изображения, люминесцентные материалы для преобразования инфракрасного излучения в видимое. Роль линзы может выполнять капля смолы с показателем преломления n_3, нанесенная на плоский кристалл светодиода (рис. 27.11, *б*). Коэффициент преломления эпоксидной смолы выбирают между показателями преломления воздуха и материала кристалла, что уменьшает потери световой энергии на отражение. При использовании линзы кажущийся

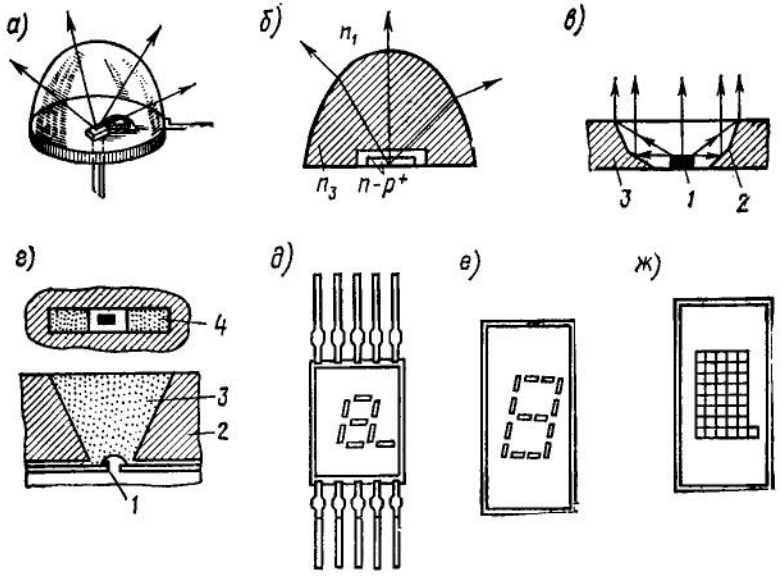


Рис. 27.11

размер светящейся площадки светодиода в 1,5...2 раза больше фактической. При применении рефлектора (отражателя) *3* (рис. 27.11, *в*) для увеличения размеров светящейся поверхности *1* размер светового изображения зависит от формы отражающей поверхности *2*, отношения высоты отражателя к его ширине. В большинстве случаев отражатели в поперечном сечении имеют вид прямоугольника (полосы), который выполняет роль сегмента в цифросинтезирующих устройствах. В некоторых конструкциях полоска-сегмент образуется отражением излучения от трех светодиодов, установленных в одном отражателе. Темные участки в пределах полосы малы и практически не заметны для глаза на расстоянии до приборной доски или панели, где расположено отсчетное устройство. При использовании конической призмы-фокона (рис. 27.11, *г*) светящееся изображение *4* также имеет вид полосок-сегментов [32]. Призма *3* может быть изготовлена из цветного орг-

стекла, которое одновременно служит и фильтром, повышающим контраст изображения. При использовании указанных устройств обеспечивается видимый размер светящихся цифр 1,5...3 и 25... ...50 мм, что позволяет оператору считывать цифровую информацию на расстоянии 3...10 м соответственно.

Цифровые отсчетные устройства на светодиодах выполняют в основном сегментными и матричными. На рис. 27.11, *д*, *е* показаны плоские конструкции, состоящие из 8 и 14 сегментов соответственно. Они обеспечивают большой угол наблюдения и могут быть установлены и закреплены на приборных досках и панелях. Каждый сегмент состоит из нескольких, например трех, светодиодов, соединенных между собой последовательно. В матричных цифровых устройствах для создания изображения цифр в большинстве случаев используют 5 и 7 отдельных светодиодов как точечных источников света (рис. 27.11, *ж*). Изображение цифры создается избирательным возбуждением отдельных диодов, что обеспечивает высокую универсальность, качество и надежность изображения большую, чем в сегментных устройствах.

Цифровые устройства на жидких кристаллах. Жидкие кристаллы являются веществами, которые изменяют свою прозрачность под действием постоянного или переменного электрического поля. Сами кристаллы не излучают света и их в цифровых отсчетных устройствах используют совместно с каким-либо внешним источником излучения, при этом изображение цифр образуется вследствие контраста между участками с приложенным напряжением и участками без напряжения. Для цифровой индикации используют в основном нематические жидкие кристаллы и их смеси типа МББА и ЭББА [15, 30, 32]. При отсутствии электрического поля молекулы удлиненной, нитевидной формы, обладающие дипольным моментом, в нематических кристаллах располагаются хаотично, так же как в изотропных жидкостях. При наличии электрического поля, направленного перпендикулярно поверхности электродов, между которыми заключен слой жидкого кристалла, молекулы меняют свою ориентацию так, что возникает упорядоченная структура, в результате чего изменяется прозрачность слоя и жидкий кристалл рассеивает излучение во всех направлениях.

Конструктивно цифровые устройства на жидких кристаллах выполняют в виде конденсатора, между пластинами *3* которого находится слой жидкого кристалла *5* (рис. 27.12, *а*) толщиной 10... 20 мкм. На внутренние поверхности пластин наносят электроды *4*, например из окиси олова, на выводы *1* которых подают управляющее напряжение. Пластины в сборе герметизируют со всех сторон прокладками *2* или помещают в герметизированный корпус. При работе жидкостного устройства на просвет (рис. 27.12, *б*) оба электрода изготовляют из тонких прозрачных, хорошо проводящих покрытий, при этом один электрод выполняют в виде сегментов. При работе на отражение (рис. 27.12, *в*) один электрод должен быть непрозрачен (правый на рис. 27.12, *в*) и для увеличения коэффициента отражения на него наносят слой хорошо отражающего

материала типа никеля или алюминия. Прокладки для герметизации пространства между пластинами изготовляют из тефлона или другого изоляционного материала. На рис. 27.12, *г* показана конструкция одноразрядного семисегментного цифрового устройства, а на рис. 27.12, *д* — многоразрядного устройства.

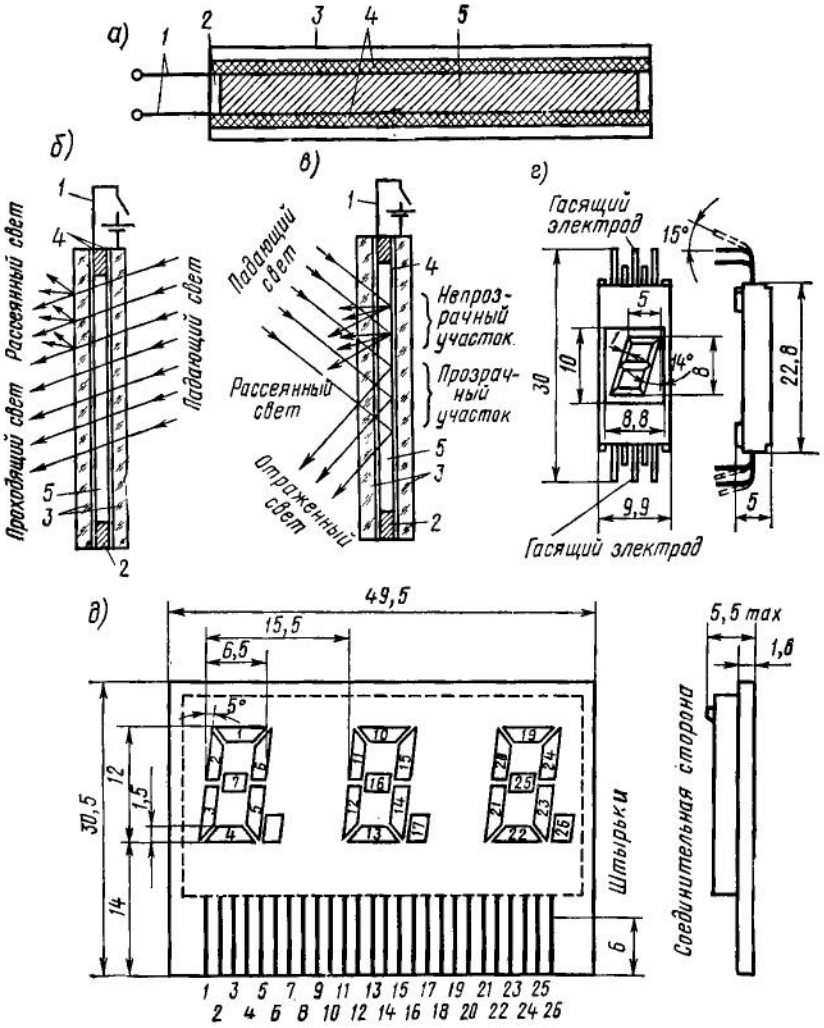


Рис. 27.12

Перспективы применения жидких кристаллов в цифровых устройствах различного типа, в частности, электронных часах, цифровых мультметрах, устройствах ввода информации в цифровые информационно-измерительные системы, обусловлены малым рабочим напряжением и потребляемой мощностью, возможностью считывания показаний при большой внешней освещенности, малыми габаритами и массой и др. Недостатки цифровых устройств на жидких кристаллах: зависимость характеристик и работоспособности от температуры, инерционность порядка 200 мс.

В цифровых устройствах могут быть использованы жидкие кристаллы с красителями, что обеспечивает возможность изменения контраста изображения цифр путем изменения их цветности.

Глава 28

АМОРТИЗАТОРЫ

§ 28.1. Основные сведения

Амортизаторы применяют для защиты приборов от внешних воздействий. Внешние воздействия на прибор могут быть переданы или от работающего рядом оборудования, имеющего несбалансированные подвижные части, или в результате использования прибора в сложных динамических условиях, когда непосредственно на него передаются внешние нестационарные нагрузки. Защиту приборов от внешних воздействий разделяют на два вида: *активная амортизация*, когда источник возмущающих воздействий (оборудование) изолируется от опорного основания, и *пассивная амортизация*, когда сам прибор изолируют от основания, к которому приложены динамические нагрузки. Амортизацию называют *противоударной*, если она обеспечивает защиту приборов от ударных воздействий, и *виброизолирующей*, если осуществляется защита от механических колебаний. При разработке и эксплуатации приборов чаще всего приходится иметь дело с пассивной амортизацией.

Уравнение движения прибора на амортизаторах. В общем случае колебательное движение основания (объекта), на котором должен быть укреплен прибор, можно описать какой-то функцией $y = f(t)$, изменяющейся во времени. Чаще всего для упрощения эту функцию представляют изменяющейся по гармоническому закону $y = F_0 \sin \omega t$. Даже явление удара (импульс силы) можно с небольшими допущениями описать этой же функцией, представляя импульс полуволной синусоиды. Дифференциальное уравнение движения прибора на амортизаторах (рис. 28.1):

$$m\ddot{x}_a + c_a(\dot{x}_a - \dot{y}) + k_a(x_a - y) = 0, \qquad (28.1)$$

где m — масса прибора; x_a — смещение прибора относительно основания; c_a — коэффициент успокоения, создаваемого в амортизаторе; y — смещение основания; k_a — коэффициент жесткости амортизатора.

Решение уравнения при законе движения основания $y = F_0 \sin \omega t$:

$$x_a = x_0 e^{-\varepsilon t} \sin(\omega_a t + \gamma_a) + \beta x_{ст} \sin(\omega t + \gamma_1), \qquad (28.2)$$

где x_0 — начальный размах колебаний прибора на амортизаторе; ε_a — половина удельного коэффициента успокоения в системе прибор — амортизатор; ω_a — частота собственных колебаний прибора; γ_a и γ_1 — начальные фазы; $x_{ст}$ — статическая деформация амортизатора под действием веса прибора.

Выражение (28.2) состоит из двух частей. Одна часть, соответствующая свободным затухающим колебаниям, со временем пропадает и движение прибора будет описываться второй частью: $x_a = \beta x_{ст} \sin(\omega t + \gamma_1)$; здесь β — коэффициент динамичности или коэффициент нарастания колебаний.

При отсутствии успокоения в системе амортизации ($c_a = 0$) $\beta = 1/|1 - q_a^2|$, где $q_a = \omega/\omega_a$ — отношение угловых частот вынужденных и собственных колебаний.

На рис. 28.2 показана зависимость коэффициента динамичности β от отношения q_a. Коэффициент динамичности показывает, во

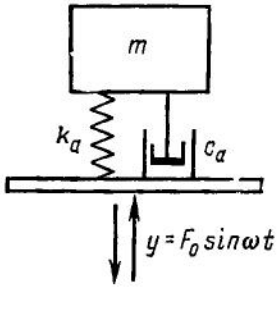


Рис. 28.1

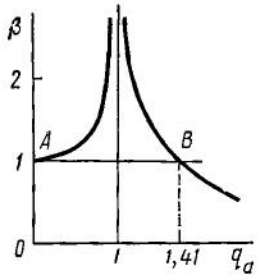


Рис. 28.2

сколько раз изменяется амплитуда вынужденных колебаний прибора, установленного на амортизаторах, по сравнению с амплитудой колебаний основания. Если на основание, на котором укреплен прибор, действует какая-то сила, то на прибор передается сила упругости амортизатора. При отсутствии в амортизаторе успокоения она равна $k_a x_a$. Воздействие этой силы на прибор определяют с помощью коэффициента передачи силы, который равен отношению передаваемой силы к возмущающей. Коэффициент передачи силы K_c связан с коэффициентом динамичности β уравнением

$$\beta = k_a x_a / F_0 = x_a / (F_0/K_c) = x_a / x_{ст}. \qquad (28.3)$$

Следовательно, график на рис. 28.2 может характеризовать и изменение коэффициента передачи силы в зависимости от отношения угловых частот q_a. Из графика видно, что точке *1* соответствует коэффициент передачи силы, равный единице, т. е. передаваемая сила равна возмущающей. Это значит, что прибор жестко прикреплен к основанию без амортизации. График также показывает, что если отношение угловых частот q_a меньше значения q_a, соответствующего точке *B*, то амортизатор увеличивает передаваемую силу. Отсюда вытекает основное требование, предъявляемое к амортизатору, — коэффициент жесткости амортизатора должен быть такой, чтобы угловая частота ω_a собственных колебаний прибора на амортизаторе была мала по сравнению с угловой частотой ω возмущающей силы.

Коэффициент амортизации. При наличии успокоителя ($c_a \neq 0$) коэффициент динамичности не прямо пропорционален введенному в рассмотрение коэффициенту передачи силы. Теперь на прибор действует не только сила упругости $k_a x_a$ амортизатора, но и сила успокоения, пропорциональная скорости относительного движения. Амплитуда этой силы $c_a \omega x_a$. Сила упругости амортизатора изменяется по закону синуса, сила успокоения — по закону косинуса, т. е. их векторы смещены на 90°. Поэтому их суммарное воздействие на прибор

$$\sqrt{x_a^2 k_a^2 + c_a^2 \omega^2 x_a^2} = x_a \sqrt{k_a^2 + c_a^2 \omega^2}.$$

Переходя к коэффициенту передачи силы, по аналогии с уравнением (28.3) получим

$$x_a \sqrt{k_a^2 + c_a^2 \omega^2}/F_0 = \beta x_{ст} \sqrt{k_a^2 + c_a^2 \omega^2}/F_0 = \beta (F_0/k_a) \sqrt{k_a^2 + c_a^2 \omega^2}/F_0 =$$
$$= (\beta/k_a) \sqrt{k_a^2 + c_a^2 \omega^2} = \beta \sqrt{1 + (c_a^2/k_a^2)\omega^2}. \qquad (28.4)$$

Введем известные обозначения $c_a/m = 2\varepsilon_a$, $k_a/m = \omega_a^2$, $\varepsilon_{a_{кр}} = \omega_a$, а также $D_a = \varepsilon_a/\omega_a$ и подставим их в выражение (28.4):

$$\beta \sqrt{1 + (c_a^2/k_a^2)\omega^2} = \beta \sqrt{1 + 4D_a^2 \omega^2/\omega_a^2} =$$
$$= \sqrt{1 + 4D_a^2 q_a^2}/\sqrt{(1 - q_a^2)^2 + 4q_a^2 D_a^2} = K_a. \qquad (28.5)$$

Это выражение называется коэффициентом амортизации. Очень часто коэффициентом амортизации называют и отношение амплитуды вынужденных колебаний прибора на амортизаторах к амплитуде колебаний основания, к которому прикреплены амортизаторы.

На рис. 28.3 представлена зависимость коэффициента амортизации K_a от отношения частот $q_a = \omega/\omega_a$ и степени успокоения D_a. Из выражения (28.5) легко найти значение q_a, при котором коэффициент амортизации K_a меньше единицы, т. е. можно найти диапазон эффективной работы амортизатора, решив неравенство

$$\sqrt{1 + 4q_a^2 D_a^2} < \sqrt{(1 - q_a^2)^2 + 4q_a^2 D_a^2}.$$

Результат решения $q_a > \sqrt{2}$ хорошо иллюстрируется графиком на рис. 28.3. В диапазоне значений $q_a > \sqrt{2}$ амортизатор обеспечивает уменьшение силы, действующей на прибор. С увеличением q_a все кривые стремятся к нулю, т. е. эффективность амортизации возрастает. Из графика видно также, что при малых значениях q_a значение K_a почти не отличается от единицы. При резонансе ($q_a = 1$) коэффициент K_a может возрасти до больших значений. Только введение в систему успокоителя позволяет значительно уменьшить резонансный пик. При резонансе коэффициент амортизации

$$K_a \approx \sqrt{(1 + 4D_a^2)}/(2D_a).$$

В этом случае желательно получить $K_а$ не более 1,5...2. Простой расчет показывает, что применение успокоения с $D_а = 0{,}3...0{,}5$ обеспечивает указанное значение коэффициента амортизации. С другой стороны, увеличение успокоения в диапазоне работы амортизаторов (при $q_а > \sqrt{2}$) ухудшает эффект амортизации. Тем не менее для защиты приборов, подверженных действию нестационарных сил, которые могут вызвать нежелательные свободные колебания, приходится идти на увеличение успокоения даже путем некоторого повышения коэффициента $K_а$ в области высоких частот вынужденных колебаний. Так, при амортизации авиационных приборов степень успокоения приходится доводить до $D_а = 0{,}5$. Исследования [17] показывают, что при $q_а \geqslant 5$ существенного улучшения амортизации не получается, поэтому обычно рекомендуют выбирать соотношение частот $q_а = 2{,}5...5$. При $q_а = 2{,}5$ ($D_а = 0$) происходит уменьшение передаваемой силы на 80%, а при $q_а = 5$ — на 95...96%.

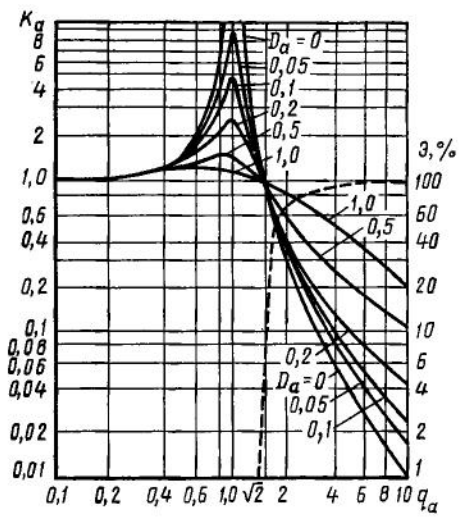


Рис. 28.3

На графике рис. 28.3 штриховой кривой представлена зависимость эффективности амортизации от соотношения частот $q_а$ при отсутствии успокоения ($D_а = 0$). Эффективность вычисляется по формуле $Э = (1 - K_а)\,100\%$.

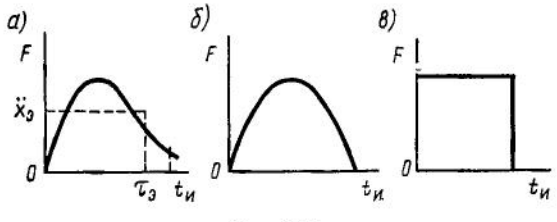


Рис. 28.4

Прибор может испытывать со стороны основания и ударные воздействия. Примером такого воздействия может быть импульс силы — действие сравнительно большой силы в течение весьма малого промежутка времени. Ударное воздействие описывают уравнением $y = F(t)$. Эта зависимость графически может быть представлена в виде кривых на рис. 28.4, *а...в*. Все указанные воздействия характеризуются формой кривой и длительностью импульса $t_и$. Для упрощения расчетов ударное воздействие часто заменяют одиночным импульсом синусоидальной полуволны (рис. 28.4, *б*) $y = F_1 \sin \omega_1 t$.

§ 28.2. Конструкции амортизаторов

Амортизаторы в современных условиях должны не только изолировать вибрации и удары, но и выдерживать динамические нагрузки и изменение климатических условий. Немаловажное значение имеют и габариты амортизатора и удобство его монтажа. Кроме того, требования, предъявляемые к амортизаторам, защищающим прибор от ударов, отличаются от требований к виброизолирующим амортизаторам. Все это привело к разработке большого количества разнообразных конструкций амортизаторов. Основной частью каждого амортизатора является упругий элемент. Он может быть выполнен из резины, стали, бериллиевой бронзы. Как уже указывалось, амортизаторы должны иметь успокоение, которое может быть получено или путем создания внутреннего трения в материале упругого элемента, или с помощью специальных устройств. Успокоение в результате создания внутреннего трения (гистерезисного) обычно бывает сравнительно малым. Поэтому разработаны конструкции амортизаторов, снабженных успокоителями «сухого» (фрикционные) или «воздушного» трения.

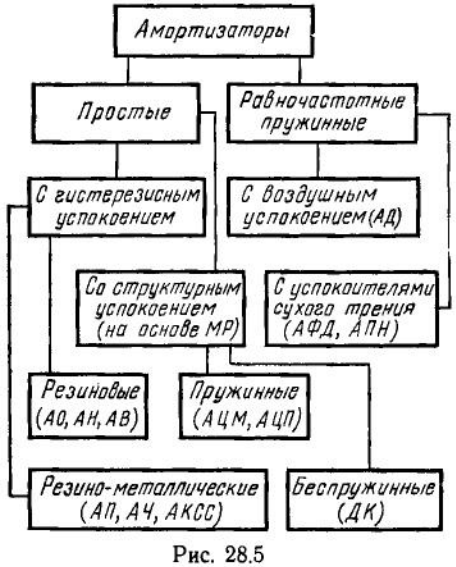


Рис. 28.5

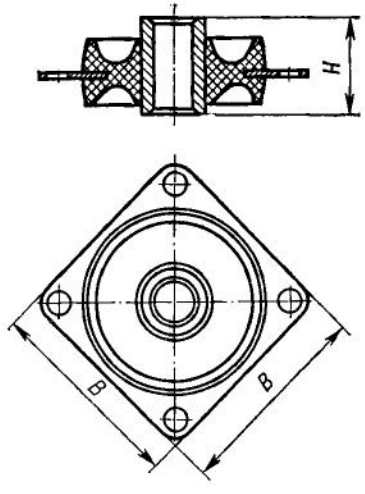


Рис. 28.6

Все многообразие конструкций амортизаторов можно разделить на общие группы согласно рис. 28.5. Самыми простыми являются резиновые амортизаторы. Это чаще всего втулки различной конфигурации, работающие в основном на сжатие. Резинометаллические амортизаторы состоят из резинового монолита разнообразной формы и размеров и металлической арматуры, прочно соединен-

ных между собой. Эти амортизаторы отличаются простотой конструкции, компактностью и удобством монтажа. Наиболее распространенными из резинометаллических амортизаторов являются пластинчатые (АП) (рис. 28.6) и чашечные (АЧ). Их выполняют в соответствии с ГОСТ 11679.1—76 и 11679.2—76. Амортизатор «ножка» (АН) имеет небольшие размеры и удобен при монтаже приборов (рис. 28.7). Существенный недостаток резиновых и резинометаллических амортизаторов — зависимость жесткости упругого элемента от температуры. Кроме того, от действия окружающей среды резина может быстро разрушиться.

Пружинные амортизаторы обладают более высокими эксплуатационными свойствами. Упругим элементом в пружинных амортизаторах является винтовая цилиндрическая, коническая или экспоненциальная (для равночастотных амортизаторов) металлическая пружина. Такой упругий элемент не боится никаких воз-

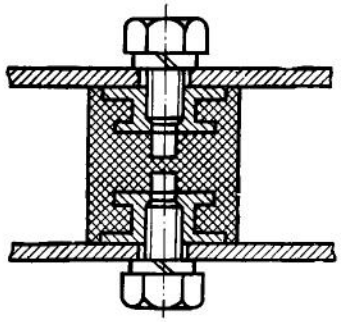


Рис. 28.7

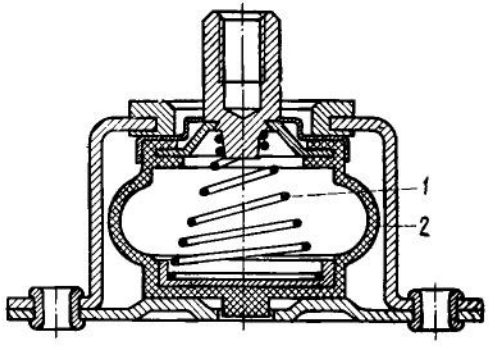
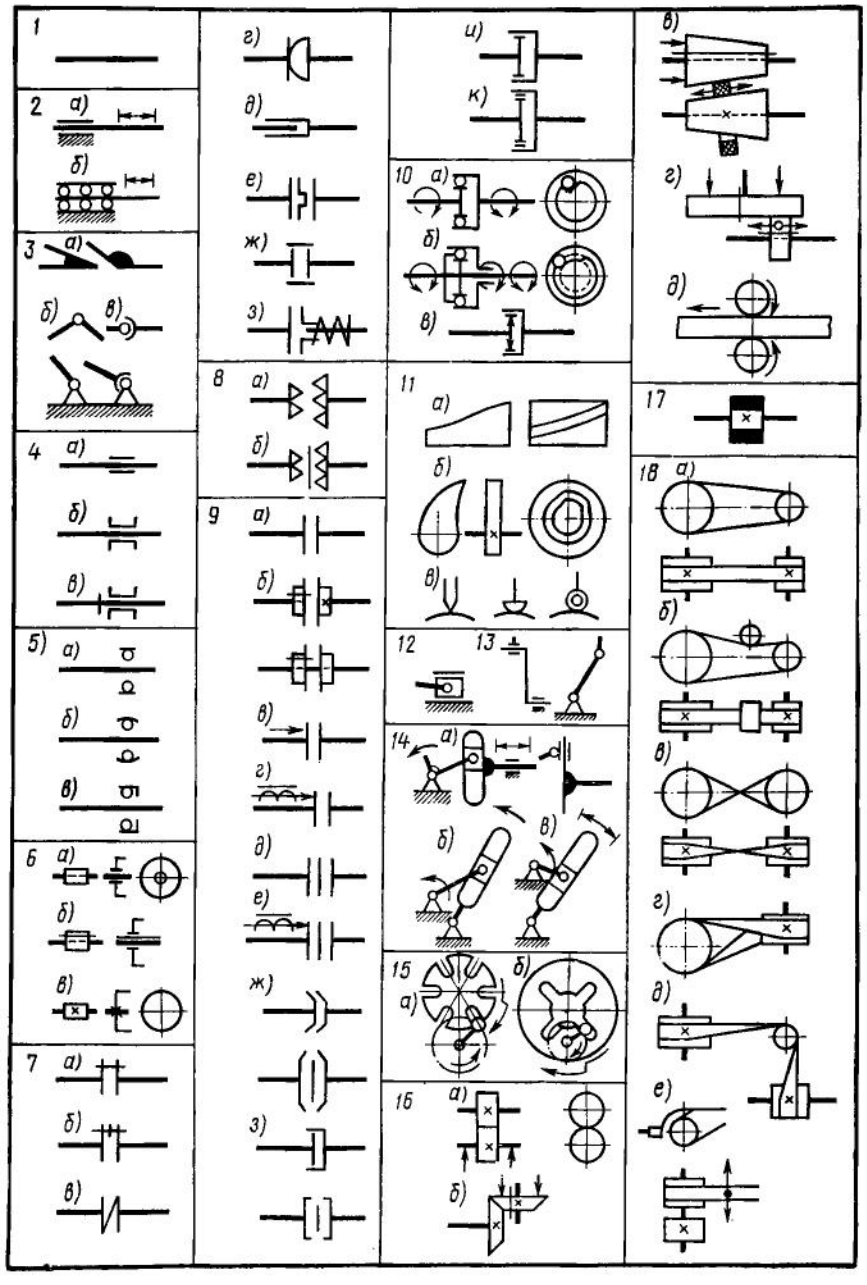
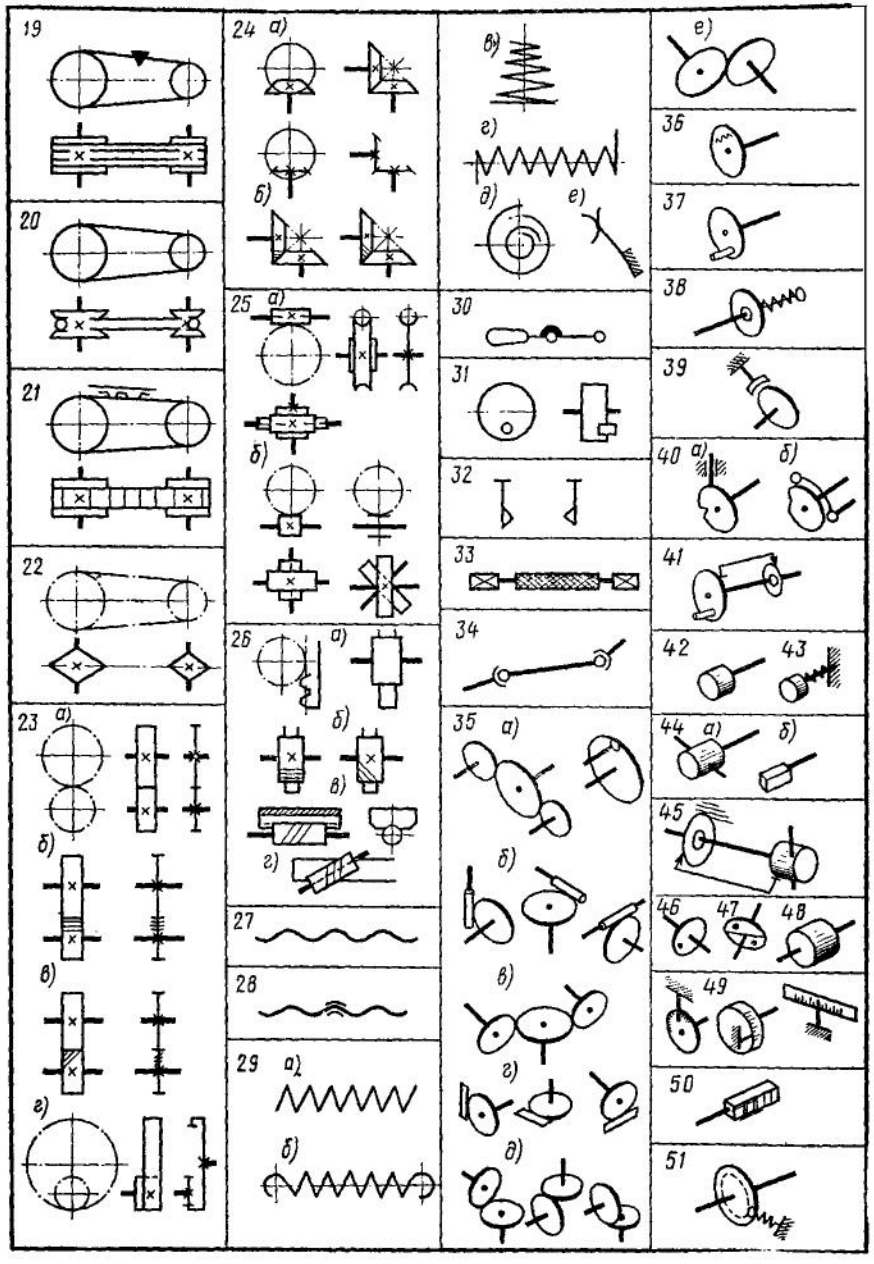


Рис. 28.8

действий окружающей среды. Однако собственные колебания пружин затухают очень медленно. Поэтому в пружинные амортизаторы обязательно встраивают специальные успокоители. На рис. 28.8 представлен амортизатор с воздушным успокоением типа АД (амортизатор демпфированный). Здесь фасонная пружина *1*, обеспечивающая его равночастотность, окружена резиновой оболочкой *2*, имеющей калиброванное отверстие небольшого диаметра (на рисунке не показано). При работе амортизатора через это отверстие проталкивается воздух, чем и осуществляется успокоение при ударных нагрузках.

Условные графические обозначения элементов машин и механизмов в схемах (из ГОСТ 2.770—68)





Нанменование условных графнческих обозначений

1 — вал, валик, ось и т. п.; *2* — направляющие: *а* — скольжения, *б* — качении; *3* — соединения стержней: *а* — жесткое, *б* — шарнирное, *в* — шаровым шарниром; *4* — подшипники; *а* — раднальный (без уточнения типа), *б* — радиальиый скольжения, *в* — скольжения радиально-упориый одностороиний; *5* — подшипники качепия: *а* — радиальный (общее обозначение), *б* — радиальный самоустанавливающийся, *в* — радиально-упорный односторонний; *6* — соединение детали с валом: *а* — свободное при вращении, *б* — подвижное без вращеиия, *в* — глухое; *7* — соединение двух валов: *а* — глухое, *б* — глухое с предохранением от перегрузки, *в* — эластичное, *г* — шарнирное, *д* — телескопическое, *е* — плавающей муфтой, *ж* — зубчатой муфтой, *з* — предохранительной муфтой; *8* — муфты сцепления кулачковые: *а* — односторонняя, *б* — двусторонняя; *9* — муфты сцепления фрикционные: *а* — общее обозначение (без уточнения типа), *б* — общее обозначение, но при необходимости указания крепления на валу, *в* — односторонние (общее обозначение), *г* — односторонние электромагнитные (общее обозначение), *д* — двусторонние (общее обозначение), *е* — двусторонние электромагнитные (общее обозначение), *ж* — конусные одио- и двусторонние, *з* — дисковые одно- и двусторонние, *и*— с колодкамн, *к* — с разжимным кольцом; *10* — муфты самовыключающиеся: *а* — обгона односторонние, *б* — обгона двусторонние, *в* — центробежные; *11* — кулачки плоские: *а* — продольного перемещения, *б* — дисковые, *в* — толкатели: пальцевый, тарельчатый, роликовый; *12* — ползун в неподвижных направляющих; *13* — соединение кривошипа с шатуиом; *14* — кривошипно-кулисные механизмы: *а* — с поступательно двнжущейся кулисой, *б* — с вращающейся кулнсой, *в* — с качающейся кулисой; *15* — мальтийские механизмы с радиальным расположением пазов у мальтийского креста: *а* — с наружным зацеплением, *б* — с внутренним зацеплением; *16* — передачи фрикционные: *а* — с цилиндрическими роликами, *б* — с коническими роликами, *в* — с коническимн роликами регулнруемые (вариаторы), *г* — торцовые (лобовые) регулируемые, *д* — с цилиндрическими роликами, преобразующие вращательное движение в поступательное; *17* — маховик на валу; *18* — передачи плоским ремнем: *а* — открытые, *б* — открытые с натяжным ролнком, *в* — перекрестные, *г* — полуперекрестные, *д* — угловые, *е* — отводка ремия; *19* — передача клиновидным ремнем; *20* — передача круглым ремнем (пассик) и шнуром; *21* — передача зубчатым ремнем; *22* — передача цепью (общее обозначение); *23* — передачи зубчатые (цилиндрические): *а* — внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев), *б* — с прямыми зубьями, *в* — с косыми зубьями, *г* — внутреннее зацепление; *24* — передачи зубчатые с пересекающимися валами (конические): *а* — общее обозначение без уточнения типа зубьев, *б* — с прямыми и косыми зубьями; *25* — передачи со скрещивающимнся валами: *а* — червячные с цилиндрическим червяком, *б* — винтовые; *26* — передачи зубчатые реечные: *а* — общее обозначение без уточнения типа зубьев, *б* — с прямыми и косыми зубьями, *в* — с червячной рейкой и червяком, *г* — с зубчатой рейкой и червяком; *27* — винт, передающий движение; *28* — неразъемиая гайка на винте, передающем движение; *29* — пружины: *а* — цилиндрическая сжатия, *б* — цилиндрическая растяжения, *в* — коническая сжатия, *г* — цилиндрическая, работающая на кручение, *д* — спиральная, *е* — изогнутая плоская; *30* — рычаг переключения; *31* — эксцентрик; *32* — передвижные упоры; *33* — гибкий вал для передачи крутящего момента; *34* — соединение карданиое (здесь и дальше нзображенне элементов приведено в аксонометрии); *35* — передача: *а* — цилиндрическая зубчатая или фрикционная, *б* — червячная, *в* — винтовыми колесами, *г* — реечная, *д* — коиическими зубчатыми или фрикционными колесами, *е* — некруглыми колесами; *36* — колесо зубчатое с выборкой мертвого хода; *37* — маховичок; *38* — муфта предохранительная; *39* — тормоз; *40* — эксцентрик: *а* — со щупом, *б* — со щупом качающимся; *41* — маховичок с фиксацией установленного положения на корпус; *42* — рукоятка; *43* — кнопка; *44* — концы вала под съемную рукоятку: *а* — цилиндрические со штифтом, *б* — квадратные; *45* — конец вала под съемную рукоятку с фиксацией установленного положения на корпус; *46* — поводок; *47* — муфта-поводок; *48* — муфта необратимой передачи; *49* — шкалы подвижные с неподвнжным указателем; *50* — счетчик механический; *51* — фиксатор.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Андреева Л. Е.* Упругие элементы приборов. М., 1962.
2. *Арменский Е. В., Фалк Г. Б.* Электрические микромашины. М., 1975.
3. *Асс Б. А., Антипов Е. Ф., Жукова Н. М.* Детали авиационных приборов. М., 1979.
4. *Баранов Г. Г.* Теория механизмов и машин. М., 1975.
5. *Бейзельман Р. Д. Цыпкин Б. В., Перль Л. Я.* Подшипники качения: Справочник. М., 1975.
6. *Белевцев А. Т.* Потенциометры. М., 1979.
7. *Белоусов А. К., Савченко В. С.* Электрические разъемные контакты в радиоэлектронной аппаратуре. М., 1975.
8. *Браславский Д. А.* Приборы и датчики летательных аппаратов. М., 1970.
9. Волновые механические передачи. Методические рекомендации. М., 1976.
10. *Воробьев Т. М.* Электромагнитные муфты. М., 1970.
11. *Волосов С. С., Педь Е. И.* Приборы для автоматического контроля в машиностроении. М., 1970.
12. *Гевондян Т. А., Киселев Л. Т.* Приборы для измерения и регистрации колебаний. М., 1962.
13. *Грейм Ц. А.* Элементы проектирования и расчет механизмов приборов. Л., 1972.
14. *Дмитриев Ф. С.* Проектирование редукторов точных приборов. Л., 1971.
15. *Згурский В. С., Лисицын Б.Л.* Элементы индикации: Справочник. М., 1974.
16. *Иванов М. Н.* Детали машин. М., 1976.
17. *Ильинский В. С.* Вопросы изоляции вибраций и ударов. М., 1971.
18. Индикаторные устройства на жидких кристаллах/Под ред. *З. Ю. Готры.* М., 1980.
19. *Иосилевич Г. Б., Шарловский Ю. В.* Затяжка и стопорение резьбовых соединений. М., 1971.
20. *Карпушин В. Б.* Вибрации и удары в радиоаппаратуре. М., 1971.
21. *Клубникин П. Ф.* Быстродействующие индукционные муфты. М., 1962.
22. *Ковалев М. Я., Сивоконенко И. М., Явленский К. Н.* Опоры приборов. М., 1967.
23. *Козлов М. П.* Зубчатые передачи точного приборостроения. М., 1969.
24. *Коновалов Г. Ф., Коноваленко О. В.* Системы автоматического управления с электромагнитными порошковыми муфтами. М., 1976.
25. *Красковский Е. Я., Румянцев В. В., Дружинин Ю. А.* Проектирование передаточных механизмов систем автоматики и ЭВМ. Л., 1972.
26. Краткий справочник конструктора радиоэлектронной аппаратуры/Под ред. *Р. Г. Варламова.* М., 1972.
27. *Лариков Е. А., Виляевская Т. И.* Узлы и детали механизмов приборов. М., 1974.
28. *Левитский Н. И.* Кулачковые механизмы. М., 1964.
29 *Левин А. П.* Контакты электрических соединителей радиоэлектронной аппаратуры: Расчет и конструирование. М., 1972.
30. *Лисицын Б. Л.* Элементы индикации. М., 1978.
31. *Любчик М. А.* Силовые электромагниты аппаратов и устройств автоматики постоянного тока. М., 1970.
32. *Мадьяри Б.* Элементы оптоэлектроники и фотоэлектрической автоматики. М., 1979.
33. *Милосердин Ю. В., Лакин Ю. Г.* Расчет и проектирование механизмов приборов. М., 1978.
34. *Мерл В.* Электрический контакт. М.—Л., 1962.
35. *Нестеренко А. Д.* Определение основных величин, характеризующих электрическое поле. Предпринт — 20. Киев, 1971.
36. *Первицкий Ю. Д.* Расчет и конструирование точных механизмов. Л., 1970.
37. *Первицкий Ю. Д., Черный Д. М.* Волновые зубчатые редукторы приборов. Л., 1970.
38. Приборостроение и средства автоматики: Справочник/Под ред. *А. Н. Гаврилова.* В 2-х т. М., 1964.
39. Проектирование механизмов и приборов /*Заблонский К.И., Беляев М. С., Гелис И. Я.* и др. Киев, 1971.
40. *Пятин Ю. М.* Проектирование элементов измерительных приборов. М., 1977.
41. *Решетов Д. Н.* Детали машин. М., 1974.
42. *Решетов Л. Н.* Конструирование рациональных механизмов. М., 1972.
43. *Ройзен З. З.* Малогабаритные поляризованные реле и дистанционные переключатели. Л., 1969.
44. *Рощин Г. И.* Конструирование механизмов радиоэлектронной аппаратуры. М., 1973.
45. *Рощин Г. И.* Несущие конструкции, механизмы и механические узлы ЭВА. М., 1980.
46. *Рычина Т. А.* Электроэлементы. М., 1976.
47. *Сахаров П. В.* Проектирование электрических аппаратов. М., 1971.
48. *Сахаров П. В.* Технология электроаппаратостроения М., 1965.
49. *Сливинская А. Г.* Электромагниты и постоянные магниты. М., 1972.
50. *Слюдиков М. Н.* Механизмы приводов систем управления летательными аппаратами. М., 1975.
51. *Соболев С. П.* Расчет и конструирование низковольтной электрической аппаратуры. М., 1972.
52. Справочное пособие по активному контролю в машиностроении / Под ред. *Е. И. Педь.* М., 1978.
53. Теория механизмов / Под ред. *В. А. Гавриленко.* М., 1973.
54. Техническая кибернетика. Кн. 1. Измерительные устройства, преобразующие элементы и устройства / Под ред. *В. В. Солодовникова.* М., 1973.
55. *Тищенко О. Ф., Валединский А. С.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М., 1977.
56. *Тищенко О. Ф.* Зубчатые передачи часовых механизмов. М., 1963.
57. *Феодосьев В. И.* Сопротивление материалов. М., 1979.
58. *Харинский А. Л.* Основы проектирования элементов радиоаппаратуры. Л., 1971.
59. *Четвертков И. И., Коросько Н. М.* Потенциометры. М., 1978.
60. *Чурабо Д. Д.* Детали и узлы приборов: Конструирование и расчет. М., 1975.
61. *Шарловский Ю. В.* Регулировочные устройства приборов и их элементы. М., 1976.
62. Элементы приборных устройств: Курсовое проектирование / Под ред. *О. Ф. Тищенко.* М., 1978.
63. *Яблонский Ф. Н.* Газоразрядные приборы для отображения информации. М., 1979.

ВЫСШЕЕ
ОБРАЗОВАНИЕ

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРНЫХ УСТРОЙСТВ

2

ОГЛАВЛЕНИЕ

Раздел третий

Приводы приборных устройств

Стр.

Глава 15. **Двигатели приборных устройств** 3

§ 15.1. Электрические двигатели 3
§ 15.2. Пружинные двигатели 15

Глава 16. **Многоступенчатые зубчатые передачи (редукторы и мультипликаторы)** 25

§ 16.1. Основные сведения 25
§ 16.2. Проектировочные расчеты редукторов 32
§ 16.3. Планетарные и дифференциальные передачи 41
§ 16.4. Волновые передачи 47

Глава 17. **Муфты** 53

§ 17.1. Муфты механического действия 53
§ 17.2. Электромагнитные муфты 63

Глава 18. **Стабилизаторы (регуляторы) угловой скорости** 75

§ 18.1. Способы стабилнзацин угловой скорости 75
§ 18.2. Тормозные регуляторы 77
§ 18.3. Спусковые регуляторы 89

Глава 19. **Электромеханический привод** 92

§ 19.1. Основные сведения 92
§ 19.2. Выбор типа электродвигателя для ЭМП 94
§ 19.3. Приведение моментов сил и инерции в ЭМП 95
§ 19.4. Выбор электродвигателей для ЭМП по мощности 97
§ 19.5. Расчет динамики ЭМП 101

Раздел четвертый

Измерительные преобразователи

Глава 20. **Успокоители** 108

§ 20.1. Основные сведения 108
§ 20.2. Расчет успокоителей 111

Глава 21. **Потенциометры** 117

§ 21.1. Основные сведения 117
§ 21.2. Проволочные потенциометры 124

Глава 22. **Измерительные преобразователи** 130

§ 22.1. Преобразователи линейных перемещений 131
§ 22.2. Преобразователи для измерения механических величин 148
§ 22.3. Полупроводниковые тензопреобразователи 162

Раздел пятый

Исполнительные и регистрирующие устройства

Стр.

Глава 23. **Исполнительные электромагнитные механизмы** 172

§ 23.1. Основные сведения 172
§ 23.2. Характеристики магнитного поля, элементы магнитной цепи и основные части ЭМ 177
§ 23.3. Основные характеристики и конструктивные типы ЭМ 179
§ 23.4. Основные уравнении рабочего процесса ИЭММ 181
§ 23.5. Расчет магнитных цепей ЭМ 183
§ 23.6. Силы притяжения якоря в ЭМ. Магнитные проводимости воздушных зазоров 187
§ 23.7. Динамические характеристики и способы повышения быстродействия ИЭММ 190
§ 23.8. Особенности расчета ИЭММ 196

Глава 24. **Исполнительные контактно-коммутационные устройства** . . . 204

§ 24.1. Электромагнитные реле и герконы 205
§ 24.2. Микровыключатели 210
§ 24.3. Переключатели 213
§ 24.4. Пути повышения надежности ИККУ 216

Глава 25. **Программные устройства** 217

§ 25.1. Особенности конструирования кулачковых механизмов программных устройств. Кинематические соотношения . 217
§ 25.2. Элементы конструкций программных устройств 220

Глава 26. **Лентопротяжные механизмы** 223

§ 26.1. ЛПМ в устройствах записи и воспроизведении звука . . . 223
§ 26.2. Конструкции основных узлов лентопротяжиых механизмов 225
§ 26.3. ЛПМ запоминающих устройств (ЗУ) электронно-вычислительной аппаратуры (ЭВА) 232

Глава 27. **Отсчетные устройства** 236

§ 27.1. Шкальные отсчетные устройства 237
§ 27.2. Цифровые отсчетные устройства 239

Глава 28. **Амортизаторы** 251

§ 28.1. Основные сведения 251
§ 28.2. Конструкции амортизаторов 255

Приложение 257
Литература 260