Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования

БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИНФОРМАТИКИ И РАДИОЭЛЕКТРОНИКИ

Кафедра инженерной и компьютерной графики

**Вышинский Н.В.**

**ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

**Часть 4. Детали приборов. Точность механизмов**

**Конспект лекций для студентов специальностей,**

**в учебных планах которых предусмотрено изучение**

**дисциплины «Техническая механика»**

Минск 2021

**СОДЕРЖАНИЕ**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Введение………………………………………………………………… | | | 4 |
| Глава 1 Конструкционные материалы…………………………………. | | | 5 |
| Глава 2 Упругие элементы …………………………………………….. | | | 8 |
|  | 2.1 Классификация, характеристики и применение упругих элементов …………………………………………………………. | | 8 |
|  | 2.2 Расчет винтовых цилиндрических пружин растяжения (сжатия)……………………………………………………………. | | 11 |
|  | 2.3 Расчет плоских прямых и спиральных пружин…………… | | 14 |
|  | 2.4 Расчет винтовых цилиндрических пружин кручения………. | | 17 |
| Глава 3 Валы и оси …………………………………………………….. | | | 19 |
|  | 3.1 Назначение, классификация и конструкции валов и осей … | | 19 |
|  | 3.2 Расчет валов и осей……………………………………………. | | 20 |
| Глава 4 Опоры и направляющие ……………………………………… | | | 24 |
|  | 4.1 Трение скольжения и качения……………………………… | | 24 |
|  | 4.2 Опоры с трением скольжения ……………………………….. | | 28 |
|  | 4.3 Опоры с трением качения ……………………………………. | | 31 |
|  |  | 4.3.1 Классификация, достоинства и недостатки подшипников качения…………........................................................ | 31 |
|  |  | 4.3.2 Выбор подшипников качения ………………………. | 33 |
|  |  | 4.3.3 Крепление подшипников на валу и в корпусе…........ | 34 |
|  | 4.4 Направляющие для поступательного движения……………. | | 36 |
|  |  | 4.4.1 Классификация и конструкции направляющих для поступательного движения ………………………………… | 36 |
|  |  | 4.4.2 Условия движения тела по направляющим…………. | 39 |
| Глава 5 Соединения деталей ………………………………………….. | | | 41 |
|  | 5.1 Классификация и конструкции соединений деталей……….. | | 41 |
|  | 5.2 Расчет разъемных соединений деталей ………………………. | | 46 |
|  | 5.3 Расчет неразъемных соединений деталей …………………… | | 49 |
| Глава 6 Муфты…………………………………………………………… | | | 50 |
|  | 6.1 Назначение и классификация муфт ………………………….. | | 50 |
|  | 6.2 Муфты для постоянного соединения деталей……………….. | | 51 |
|  | 6.3 Управляемые муфты ………………………………………….. | | 52 |
| Глава 7 Фиксаторы, ограничители и несущие конструкции приборов | | | 54 |
|  | 7.1 Фиксаторы и ограничители движения………………………. | | 54 |
|  | 7.2 Корпуса приборов…………………………………………….. | | 55 |
| Глава 8 Точность механизмов………………………………………….. | | | 56 |
|  | 8.1 Ошибки механизмов………………………………………….. | | 57 |
|  | 8.2 Допуски и посадки……………………………………………. | | 60 |
|  |  | 8.2.1 Основные понятия и определения…………………... | 60 |
|  |  | 8.2.2 Определение допусков и назначение посадок в соответствии со стандартом…………………………………….. | 62 |
|  | 8.3 Посадки подшипников качения……………………………… | | 66 |
|  | 8.4 Точность изготовления и виды сопряжений зубчатых колес | | 68 |
|  | 8.5 Шероховатость поверхностей деталей…………….................. | | 70 |
|  | 8.6 Погрешности формы и взаимного расположения поверхностей деталей…………………………………………….................. | | 74 |
|  | 8.7 Расчет погрешностей механизмов…………………………… | | 77 |
|  |  | 8.7.1 Дифференциальный метод определения погрешностей механизмов…………...................................................... | 77 |
|  |  | 8.7.2 Определение погрешностей зубчатых передач……… | 80 |
|  |  | 8.7.3 Расчет размерных цепей………………………………. | 82 |
| Литература…………………………………………………...................... | | | 87 |

**ВВЕДЕНИЕ**

Механизмы приборных систем содержат большое количество простых и сложных деталей и узлов, которые выполняют одинаковые функции и являются подобными по своему назначению и конструкции. К таким деталям и узлам можно отнести упругие элементы, валы и оси, подшипники качения и скольжения, муфты, разъемные и неразъемные соединения и др.

В настоящей части курса лекций приведены описания наиболее распространенных деталей и их соединений, являющихся общими для большинства механизмов приборных систем, изложены методы расчетов. Рассмотрены вопросы точности изготовления как отдельных деталей, так и механизмов в целом. Задачей изложенного материала является расчет и проектирование деталей и узлов исходя из условий их работы, обеспечения заданной точности изготовления и функционирования, качества поверхностей, а также экономичности и технологичности конструкций.

Изложенные сведения послужат обеспечению научной и технической подготовки студентов, необходимой для инженерных разработок устройств механизмов приборов.

***Глава первая* Конструкционные материалы**

Для изготовления деталей механических устройств основным материалом являются различные металлы. Кроме металлов могут использоваться пластмассы, керамические материалы и др. К металлическим материалам, используемым для изготовления деталей, относятся: *чугун, сталь, цветные металлы и их сплавы.*

***Чугун*** представляет собой сплав железа с углеродом (содержание углерода более 2%). В зависимости от содержания углерода и состояния, в котором он находится в чугуне (свободном или химически связанном), различают чугуны серые и белые. В приборостроении и машиностроении для изготовления деталей используют серые чугуны, которые легко плавятся и хорошо обрабатываются резанием. В приборостроении находят применение серые чугуны (ГОСТ 1412-85) СЧ 10, СЧ 24, СЧ 40. В обозначении марки чугуна буквы СЧ – серый чугун, цифры после них – значение предела прочности на растяжение образца (МПа), деленное на 10 (СЧ 10 – sв=100 МПа).

***Стали*** представляют собой сплав железа с углеродом (от 0,04 до 2%) и другими элементами. Обладают удачным сочетанием прочности и пластичности. В зависимости от состава, стали относят к углеродистым и легированным, а в зависимости от назначения – к конструкционным, инструментальным, шарикоподшипниковым, коррозийно-устойчивым и т.д.

Углеродистые конструкционные стали по содержанию серы и фосфора делят на стали углеродистые общего назначения (SЈ0,06%; РЈ0,07%) и стали углеродистые качественные конструкционные (SЈ0,04%; РЈ0,035%).

*Стали углеродистые общего назначения* маркируют буквами Ст и условным номером от 0 до 6. С увеличением номера содержание углерода и прочность стали повышаются. Пример обозначения: Ст0, Ст1, Ст2, ..., Ст6. Стали Ст1, Ст2, Ст3, Ст4 применяют для изготовления малонагруженных деталей, стали Ст5, Ст6 – для средненагруженных деталей.

*Стали углеродистые качественные конструкционные* применяют для изготовления более нагруженных деталей, например, зубчатых колес, валов, шпонок и т.д. Обозначаются так же, как и стали углеродистые общего назначения, только цифры, стоящие после букв Ст, определяют содержание углерода в сотых долях процента. Например: Ст10, Ст15, Ст20, ..., Ст60.

Стали, содержащие кроме углерода другие химические элементы, называются *легированными*. В качестве легирующих элементов чаще всего применяются хром, никель, вольфрам, ванадий, молибден, придающие стали особые свойства: повышенную механическую прочность, жаростойкость, коррозийную стойкость и др. При маркировке легированных сталей вначале двузначной цифрой указывается содержание углерода в сотых долях процента. Следующие буквы обозначают легирующие элементы: Х–хром, С–кремний, Н–никель, Ф–ванадий, В–вольфрам, Ю–алюминий, М–молибден и др. Цифры после буквы определяют содержание элемента в процентах (если элемента содержится менее 1,5%, то цифры не ставят). Все легированные стали выпускают качественными (SЈ0,035%; РЈ0,035%), а часть – высококачественными (SЈ0,025%; РЈ0,025%) и особо высококачественными (SЈ0,015%; РЈ0,015%). Для обозначения высококачественных и особо высококачественных легированных сталей в конце марки ставят буквы соответственно А или Ш. Примеры обозначения легированных сталей: 20Х, 40Х, 12ХН2, 35ХСГА, 38ХН3ВФА, 38ХМЮА и т.п.

***Цветные металлы.*** Основными цветными металлами, применяемыми в приборостроении и машиностроении, являются медь, алюминий, свинец, олово, цинк, никель. Однако в чистом виде эти металлы применяются сравнительно редко, а чаще всего используются в виде различных сплавов. Например, чистая медь используется в качестве проводникового материала, но значительно шире используются сплавы на основе меди: латунь и бронза.

*Медные сплавы* (латуни и бронзы) характеризуются высокими механическими свойствами, электропроводностью, немагнитностью, хорошей коррозийной стойкостью, паяемостью, антифрикционными свойствами.

*Латунь* – это сплав меди с цинком. При обозначении латуней указывается буква Л, за которой следует двузначное число, обозначающее содержание в сплаве меди в процентах, например, Л96, Л62. Для получения латуни с определенными свойствами в ее состав могут входить другие элементы. О наличии в составе других, кроме цинка, элементов свидетельствует дополнительная буква в обозначении, например ЛС59-1. В данном случае буква С свидетельствует о наличии свинца, который добавляется для лучшей обрабатываемости резанием. Такая латунь используется для изготовления деталей оптико-механических приборов. Кремнистую латунь ЛК80-3Л применяют для изготовления литых деталей, работающих в коррозийных средах.

*Бронзы* – это сплавы меди с оловом и другими элементами (кремний, никель, алюминий и др). Имеют большие прочность и упругость по сравнению с латунями, называются по основному легирующему компоненту: оловянистые, алюминиевые, кремниевые, хромовые и т.д. Бронзы маркируют буквами Бр, далее буквами, кодирующими легирующие элементы, и числами, обозначающими содержание этих элементов в процентах, например: БрА7 (алюминиевая бронза), БрБ2 (бериллиевая бронза).

Бронзы БрАМц9-2 (алюминиево-марганцовистая), БрКМц3-1 (кремниево-марганцовистая) и БрАЖ9-4 (алюминиево-железистая) обладают высокими механическими и хорошими антифрикционными свойствами, хорошо обрабатываются резанием и давлением. Эти бронзы применяются для изготовления деталей, работающих в условиях трения: зубчатые и червячные колеса, ходовые гайки винтовых механизмов, втулки подшипников скольжения и др. Для изготовления ответственных деталей приборов используются оловянные бронзы: БрОФ7-0,2 – для изготовления зубчатых и червячных колес; БрОФ6,5-0,15 - для изготовления пружинящих деталей (плоских упругих контактов, мембран и др.); БрОЦ4-3 – для изготовления спиральных моментных пружин.

*Алюминий и сплавы на его основе*. Алюминий является пластичным металлом, который хорошо обрабатывается давлением, позволяет делать глубокие вытяжки, но обладает малой механической прочностью и плохо паяется. Маркировка алюминия содержит букву А, за которой следует цифра, указывающая десятые доли процента содержания алюминия сверх 99%, например: А0 (99,0%), А5 (99,5%), А6 (99,6%) и т.д.

Высокими механическими свойствами обладают алюминиевые сплавы, которые делятся на литейные (АЛ) и деформируемые (АД). Отличительной особенностью алюминиевых сплавов является их небольшая плотность. Алюминиево-кремнистые сплавы (силумины) АЛ2, АЛ6 и др. используют для изготовления методом литья средненагруженных корпусных и других деталей приборов. Для изготовления нагруженных деталей, обрабатываемых резанием (стойки, кронштейны, втулки, кольца, шкивы, стаканы, крышки подшипников и т.п.), применяют алюминиево-магниевые и алюминиево-медные сплавы (дюралюмины) марок Д1, Д12, Д16, и др.

*Магний* – один из наиболее легких металлов. Его сплавы, в состав которых могут входить в качестве легирующих элементов марганец, алюминий, цинк, цирконий, сочетая приемлемую прочность с легкостью изготовленных из них деталей, по удельной прочности превосходят многие конструкционные стали и алюминиевые сплавы. Магниевые сплавы немагнитны, не искрят при ударах.

В горячем состоянии сплавы деформируются хорошо, в холодном - имеют пониженную пластичность, хорошо обрабатываются резанием, большинство сплавов подвергаются сварке в среде аргона.

Деформируемые магниевые сплавы выпускаются марок МА1, МА2, МА5 и т.п. К литейным магниевым сплавам относятся сплавы марок МЛ3, МЛ4, МЛ5, МЛ6, МЛ8, МЛ9 и т.п.

***Пластмассы*** – сложные материалы на основе высокомолекулярных соединений, способных к полимеризации. В зависимости от строения соединений все пластмассы делят на термореактивные (пространственное строение) и термопластичные (линейное строение). К термореактивным относятся текстолит, гетинакс, бакелит и др. Термопластичные пластмассы при определенных температурах и давлении переходят в пластическое состояние и легко формуются. В технике наиболее широко используются следующие термопластичные пластмассы: полиамиды, полиформальдегиды, поликарбонаты и акрилопласты. Для изготовления зубчатых колес, подшипников, кулачков и т.п. применяют полиамиды, обладающие высокой износостойкостью, механической прочностью, химической стойкостью. Полиформальдегиды отличаются высокой прочностью при умеренных температурах (*s*в=70 МПа), а поликарбонаты - большой ударопрочностью. Акрилопласты обладают гибкостью, износостойкостью, химически малоактивны.

***Керамические материалы*** представляют собой камневидные спеченные композиции из окислов, силикатов, карбидов, нитридов, боридов и других соединений металлов на стекловидной связке. Материалы характеризуются твердостью, жаро- и коррозийной стойкостью, высокими тепло- и электроизоляционными свойствами. Основными недостатками керамических материалов являются их хрупкость и нетехнологичность – сравнительно большая усадка при спекании в сочетании с трудностью механической обработки. К керамическим материалам относятся различные виды фарфора, применяемого для изготовления деталей, обладающих электроизоляционными свойствами, ферриты (соединения окислов металлов с окислами железа), обладающие магнитными свойствами, пъезокерамика, используемая для изготовления пьезоэлементов, работающих в режиме приема или излучения, и др.

Наличие большого количества конструкционных материалов позволяет разработать конструкцию, максимально удовлетворяющую предъявляемым техническим требованиям. Но, с другой стороны, обширность номенклатуры материалов делает их выбор сложной инженерной задачей, оптимальное решение которой в некоторых случаях возможно только с помощью ЭВМ.

***Глава вторая* Упругие элементы**

*2.1 Классификация, характеристики и применение упругих элементов*

В механизмах приборов в качестве упругих элементов широко используются пружины и упругие чувствительные элементы различной конструкции. На рис.2.1,*а-д* приведены примеры наиболее распространенных упругих элементов:

– цилиндрические винтовые пружины растяжения (рис.2.1,*а*) и сжатия (рис.2.1,*б*);

*l+f*

******

***F***

*a)*

*l - f*

***F***

***F***

*б)*

*l*

***F***

*f*

*в)*

*1*

*ϕ*

***Т***

*2*

*г)*

***M***

*ϕ*

*д)*

Рис. 2.1

– прямые плоские пружины, работающие на изгиб (рис.2.1,*в*);

– спиральные пружины (рис.2.1,*г*);

– винтовые пружины, работающие на закручивание (рис.2.1,*д*).

Упругие элементы обладают следующими особенностями:

– усилия и моменты, создаваемые ими, пропорциональны деформациям;

– позволяют запасать (аккумулировать) механическую энергию, полученную в результате деформации элемента;

– занимают мало места.

Зависимость между величиной деформации упругого элемента и усилием, вызывающим эту деформацию, называется *характеристикой упругого элемента*. Величина деформации упругого элемента определяется прогибом *f*, возникающем в результате действия силы *F* (см. рис.2.1,*а,б,в*), либо углом закручивания *j* при действии момента пары сил *M* (рис.2.1,*г,д*). Характеристика упругого элемента выражается функцией *f* = *f* (*F*) или *j* = *j* (*M*). Характеристики упругих элементов представлены на рис.3.2. Они могут быть линейными (1) и нелинейными (2, 3).

*2*

# А

*γ*

*0*

*3*

*1*

*F(M)*

*f(ϕ)*

Рис. 2.2

Предел отношения приращения нагрузки *DF* к приращению прогиба *D*¦, при стремлении последнего к нулю, называется *жесткостью* *k упругого элемента*:

*k = lim DF /(D*¦*)=dF/(d*¦*).* (2.1)

*D¦®0*

В случае угловых деформаций упругого элементажесткость будет определяться выражением

*k1 =lim DM/(Dj)=dM/(dj).* (2.2)

*Dj®0*

Жесткость упругого элемента можно определить графически как тангенс угла наклона касательной, проведенной в некоторой точке характеристики упругого элемента, к оси ординат. На рис.2.2 угол наклона касательной, проведенной в точке *А* нелинейной характеристики 2 упругого элемента, с осью ординат равен *γ.*

Величина, обратная жесткости, называется *чувствительностью* *упругого элемента* и определяется выражениями (*S* при линейной и *S1* при угловой деформациях):

*S= df/(dF); S1=dj /(dM).* (2.3)

При снятии характеристики упругого элемента на практике всегда имеют место *упругое последействие* и *упругий гистерезис*.

*Упругое последействие* проявляется в том, что после прекращения изменения нагрузки упругий элемент некоторое время продолжает деформироваться (рис.2.3,*а*; участок *AB* при *F1* = const).

*Упругий гистерезис* – это явление несовпадения прямой (полученной при увеличении нагрузки) и обратной (полученной при уменьшении нагрузки) характеристик упругого элемента (рис.2.3,*б,* *ОА* – прямая характеристика, *АС* – обратная).

*0*

*F1*

# *С*

*F1*

*0*

*f*

*f2*

*f1*

# *F*

*f*

# В

# *А*

*а)*

# *А*

*б)*

Рис. 2.3

# *F*

Отношение максимальной погрешности *DГ*, вызванной упругим последействием и упругим гистерезисом, к величине максимальной деформации ¦max упругого элемента называется гистерезисом. Величина гистерезиса *eГ* обычно выражается в процентах:

*eГ = (DГ*/¦max)100%.

В упругих элементах гистерезис составляет 0,5 - 1,5%.

Упругие элементы могут быть классифицированы по различным признакам. В зависимости от назначения упругие элементы делятся на три группы:

*Силовые пружины (аккумуляторы энергии).* Энергия, запасенная во время предварительной деформации этих пружин, используется для приведения в движение или возврата в исходное положение подвижных систем механизмов и для силового замыкания кинематических пар.

*Измерительные пружины (упругие чувствительные элементы).* Эти пружины используются в различных измерительных приборах для создания противодействующих сил и моментов. По величине деформации (прогибу ¦ или углу закручивания *j*) судят о величине действующих на пружину сил и моментов.

*Элементы для упругих связей.* Они применяются для виброизоляции механизмов и смягчения толчков путем замены жесткой связи между некоторыми деталями приборов эластичными.

По роду деформации материала упругих элементов различают пружины, рассчитываемые на кручение, изгиб и сложные деформации.

*2.2 Расчет винтовых цилиндрических пружин*

*растяжения (сжатия)*

На рис.2.4 показана винтовая цилиндрическая пружина (в разрезе). На рисунке приняты следующие обозначения: *D* – средний диаметр пружины, *Dн* – наружный диаметр пружины, *t* – шаг витков пружины, *H0* – длина пружины в свободном (ненагруженном) состоянии.

При расчете пружин, работающих на растяжение или сжатие, учитывают индекс пружины *с*, определяемый как отношение значения среднего диаметра пружины *D* к значению диаметра проволоки *d*, из которой она изготовлена, т.е. *c=*. Чем меньше индекс *с,* тем труднее навить пружину. Кроме этого, с уменьшением индекса пружины увеличивается концентрация напряжений на внутренней стороне витка.

*Dн*

*d*

# D

*H0*

*t*

Рис. 2.4

Рекомендуемые значения индекса пружины в зависимости от диаметра проволоки приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Рекомендуемые значения индекса пружины

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Диаметр *d* проволоки, *мм* | 0,2-0,4 | 0,42-1,0 | 1,2-2,5 | 2,6-6,0 |
| Индекс пружины *с* | 8-16 | 6-12 | 5-10 | 4-10 |

При расчете пружин, работающих на сжатие, для повышения их устойчивости (исключения выпучивания) рекомендуется назначать высоту пружины меньше утроенного значения ее диаметра. При наличии специальных направляющих высота пружины может быть увеличена до пяти ее диаметров.

При расчете винтовых цилиндрических пружин, работающих на растяжение (сжатие), заданными обычно являются внешняя нагрузка *F* и величина деформации пружины *f.* Кроме этого, выбирают материал проволоки, из которой будет навита пружина. Расчет пружины состоит в определении необходимого диаметра *d* проволоки, среднего диаметра *D* и количества рабочих витков *n* пружины.



Рис. 3. 5

Выполним поперечное сечение витка пружины некоторой плоскостью и, отбросив часть пружины, рассмотрим силы, действующие на оставшуюся ее часть (рис.3.5). Под действием осевой силы *F* материал пружины испытывает сложную деформацию, состоящую из деформации кручения под действием крутящего момента **и деформации среза под действием перерезывающей силы ***Q,*** уравновешенной силой ***F***, т.е. *Q=F*.

Пренебрегая кривизной проволоки и предполагая равномерное распределение напряжений среза по поперечному сечению, а также учитывая, что *Q=F,*  выражение для максимальных касательных напряжений, действующих в сечениях проволоки, запишется в виде

*,* (2.4)

где ** *–*  полярный момент сопротивления сечения проволоки диаметром *d*; *S = πd2/*4 *–* площадь поперечного сечения проволоки.

Сравнивая первое и второе слагаемые выражения (2.4), видим, что напряжения кручения в *2с* раз больше напряжений среза и поэтому при расчете винтовых пружин растяжения (сжатия) учитываются напряжения, возникающие вследствие деформации кручения.

Для определения диаметра проволоки, из которой будет навита пружина, используется следующая зависимость:

** , (2.5)

где ** – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений на внутренней стороне витка пружины; [*τ*] – предельно допустимое значение напряжения для материала проволоки.

Подставив в (2.5) значение *с=D/d*, получим выражение для определения необходимого диаметра проволоки:

*.* (2.6)

Полученное значение диаметра проволоки округляют до ближайшего значения из стандартного ряда диаметров. По принятому индексу пружины *с* и найденному диаметру проволоки *d*  определяют диаметр пружины *D= dс*.

Определение числа витков пружины определим исходя из заданной величины деформации *f,* считая, что работа, совершаемая силой *F* на перемещение *f,* должна быть равна работе крутящего момента *Ткр* на угловом перемещении *ϕ* :

* .* (2.7)

Из выражения (2.7) найдем соотношение между линейной *f* и угловой *ϕ* деформациями:

**. (2.8)

Величина угла закручивания при деформации кручения определяется выражением

** , (2.9)

где *l=πdn* – выпрямленная длина *n* витков пружины; *Jρ = πd4/*32 – полярный момент инерции сечения проволоки, *G* – модуль упругости второго рода.

Тогда выражение (2.8) с учетом (2.9) примет вид

*.* (2.10)

С учетом выражения для индекса пружины *с,* из (3.10) получим выражение для определения числа витков, необходимого для обеспечения заданного перемещения,

*.* (2.11)

Для производства винтовых пружин методом холодной навивки применяют стальную или бронзовую проволоку соответствующих профилей и марок. В большинстве случаев применяют проволоку круглого сечения. Пружины повышенной жесткости изготавливают с прямоугольным поперечным сечением.

*2.3 Расчет плоских прямых и спиральных пружин*

К плоским относятся работающие на изгиб пружины, выполненные из упругих лент (стальных, бронзовых). По конструктивному признаку они делятся на *плоские прямые* и *плоские спиральные* *пружины.*

***Расчет плоских прямых пружин.***Плоские прямые пружины (рис.2.6) применяются в качестве контактных пружин реле и переключателей, пружинящих щеток и для других целей, когда требуются небольшие усилия и перемещения. Сечение таких пружин чаще всего имеет прямоугольную форму (рис.2.6,*а*). Плоскую прямую пружину можно представить в виде стержня постоянного сечения, жестко закрепленного одним концом и нагруженного силой *F* (рис.2.6,*б*).

***F***

*b*

*h*

*l*

*f*

*l*

*a)*

*б)*

*в)*

Рис. 2.6

При расчете пружины необходимо определять напряжения *smax* в опасном сечении либо прогибы *f* пружины в заданных точках (обратная задача состоит в определении величины нагрузки *F*, необходимой для деформации пружины на заданную величину  *f* ).

Для схемы, представленной на рис.2.6,*б*, наибольшие напряжения будут в месте закрепления балки и их величина определится из выражения

, (2.12)

где *Wz* –осевой момент сопротивления сечения; *l, b* и *h -* соответственно длина, ширина и толщина пружины; [*s*] – допускаемое напряжение изгиба для материала пружины.

Из выражения (2.12) можем найти величину наибольшей допустимой нагрузки

. (2.13)

Прогиб пружины определится из выражения

 , (2.14)

где *Е* – модуль упругости материала пружины.

При известных размерах сечения и длины пружины можно найти усилие *F*, которое надо приложить для создания заданного прогиба *f:*

. (2.15)

В ряде конструкций необходимо обеспечить относительно большое усилие при малом прогибе. Для выполнения таких условий применяют пружины с предварительной деформацией (рис.2.6,*в*). В свободном состоянии пружина имеет изогнутую форму, а после предварительной деформации нажимной пластиной – прямую.

Расчет пружин с предварительной деформацией можно вести по тем же формулам, понимая под *f* суммарный прогиб, равный

*f = fo + fр* , (2.16)

где *fo* –предварительный прогиб, *fр* –рабочий прогиб. Пружины с предварительной деформацией могут воспринимать лишь одностороннюю нагрузку.

***Расчет плоских спиральных пружин.*** Спиральные пружины (рис.2.1,*г*) используются в качестве упругих элементов колебательных систем, для создания постоянного натяжения между деталями, а также для возвращения системы в исходное состояние. Они могут применяться в часовых и других механизмах в качестве механических двигателей.

Определим момент, развиваемый спиральной пружиной, изготовленной из ленты толщиной *h*, шириной *b* и длиной *L*. Валик 1 (рис.2.1,*г*), к которому прикреплен один конец пружины, под действием внешнего момента *Т* поворачивается на угол *ϕ,* деформируя (изгибая) пружину*.* В деформированном состоянии пружины внешний момент *Т* уравновешивается изгибающим моментом *M*внутренних сил упругости изогнутой спирали. Для нахождения зависимости между изгибающим моментом *M* и углом *ϕ* поворота валика рассмотрим (рис.3.7) элементарный отрезок пружины длиной *dL*, заключенный между сечениями *ab* и *a'b'*.



Рис. 2.7

Под действием внешнего момента *Т* сечение *ab* повернется относительно сечения *a'b'* на угол *dϕ* вокруг точки пересечения нейтральной линии *n'n* с данным сечением (предполагается справедливость гипотезы плоских сечений). Для волокна *а'а*, находящегося на расстоянии *y* от нейтрального слоя, выражение для относительной деформации e запишется в виде

*,* (2.17)

где *ΔdL* – абсолютное удлинение волокна *а'а.*

Тогда в соответствии с законом Гука нормальные напряжения σ будут определяться выражением

** , (3.18)

где *Е –* модуль упругости 1-го рода.

Выражение для изгибающего момента *М*, создаваемого внутренними силами упругости деформированной спиральной пружины (рис.2.7), запишется в виде

*,* (2.19)

где  *–* осевой момент инерции поперечного сечения пружины.

Для определения зависимости момента *M* от угла поворота *φ* для пружины длиной *L* умножим числитель и знаменатель выражения (2.19) на число *N*, равное количеству элементов пружины длиной *dL*. Тогда, учитывая, что *N∙dL=L* и *N ∙dϕ = ϕ*, получим

*.* (2.20)

Если *n −* число витков, на которое пружина закручена от свободного состояния, то *ϕ = 2πn* и выражение для нахождения крутящего момента запишется в следующем виде:

*.* (2.21)

Это выражение называется *уравнением характеристики идеальной пружины*.

Фактический момент для реальной пружины будет несколько меньше из-за потерь на межвитковое трение и несоблюдения условий чистого изгиба.

В качестве материала для изготовления плоских прямых и спиральных пружин чаще всего применяют ленты, выпускаемые из сталей. Для изготовления токопроводящих пружин и пружин, работающих в магнитном поле, используют ленты из цветных металлов, например, алюминиевой и бериллиевой бронз.

*2.4 Расчет винтовых цилиндрических пружин кручения*

Винтовые цилиндрические пружины, работающие на кручение (рис.2.1,*д*), применяются для создания противодействующего крутящего момента *Т*, возникающего при закручивании под действием внешнего момента *М* свободного конца пружины на угол φ*.* Обычно такие пружиныустанавливаются на цилиндрические оправки с зазором, обеспечивающим свободный поворот витков пружины. При этом один конец пружины соединяют с неподвижной деталью, а другой, поворачивающийся под действием момента *М* на угол φ − с подвижной деталью. Материал винтовых пружин, работающих на кручение, в основном испытывает деформацию изгиба и поэтому их расчет ведется с учетом предельно допустимых нормальных напряжений.

Исходными данными для расчета пружины (рис.2.8) являются наибольший рабочий момент *М2* , НЧмм,и рабочий угол поворота φ*2 ,* град, которые зависят от технических требований и условий работы пружины, а также допустимые напряжения изгиба [σ]и модуль упругости *Е* материала, выбранного для изготовления пружины. Наименьший (предварительный) момент *М1,* НЧмм,и предельно допустимый момент *М3* , НЧмм, определяют из следующих соотношений: *М1 =* (0,3...0,8)*М2 ; М3 =* (1...1,2)*М2 .*

Диаметр проволоки *d*, мм, определяют исходя из условия прочности при изгибе по формуле

, (2.22)

где *k* = *(*4*c-*1*)/(*4*c-*4*)* –коэффициент учета концентрации напряжений на внутренней стороне витка пружины; *с* – индекс пружины, значения которого представлены в табл. 2.1. Полученное значение диаметра проволоки округляется до ближайшего большего значения из стандартного ряда диаметров. Средний диаметр *D* пружины определяется по формуле *D = cd.*

*D*

*j3*

*j2*

*j2*

*j1*

*j1*

*M3*

*M2*

*M1*

*t*

*Dн*

*L1*

*Но*

Рис. 3.8

Для определения угловой деформации винтовых пружин кручения используется зависимость (2.22), полученная для плоских спиральных пружин, также испытывающих деформацию изгиба:

 , (2.23)

где *L* – длина пружины,  *Jz* – осевой момент инерции поперечного сечения проволоки пружины.

При заданной угловой деформации φ*2* и рабочем моменте *М2* рабочая длина пружины *Lр* и количество витков *n* найдем из выражения (2.23) в виде

. (2.24)

Если принять шаг пружины *t*, мм, равным  *t = d +* (0,3...0,5), то высота пружины *Н*, мм, будет равна *H = nt.*

В заключение расчета определяют развернутую длину *L* проволоки пружины по формуле

, (2.25)

где α,град− угол подъема витков пружины, определяемый из выражения *a = arctg t/(*π*D)*; *L1* −длина выступающих концов пружины, определяемая из конструктивных соображений.

Пружины кручения изготавливают из тех же материалов, что и пружины растяжения (сжатия).

***Глава третья*  Валы и оси**

*3.1 Назначение, классификация и конструкции валов и осей*

Валы и оси предназначены для крепления вращающихся деталей и обеспечения их центрирования относительно оси вращения. Кроме этого, вал обеспечивает передачу крутящего момента, в то время как ось крутящий момент не передает.

*а*)

*б*)

*в*)

Рис. 3.1

По форме валы и оси могут выполняться гладкими (рис.3.1,*а*) или ступенчатыми (рис.3.1,*б*). Гладкие валы более технологичны, так как могут изготавливаться из калиброванных прутков и в приборостроении наиболее распространены. В случае использования калиброванных прутков соединение вала с вращающимися деталями осуществляется по посадке в системе основного вала.

В некоторых конструкциях применяют полые валы (рис.3.1,*в*), что уменьшает их массу, дает возможность использовать сквозное отверстие для размещения соосного вала, проводов управления, подачи охлаждающего воздуха и т.п.

Конструктивно вал может выполняться заодно с зубчатым колесом (вал-шестерня) или с червяком (вал-червяк). Применяются также гибкие валы. При проектировании ступенчатых валов и осей в целях уменьшения концентрации напряжений необходимо предусматривать плавные переходы от одного диаметра к другому (рис.3.2,*а*), называемые галтелями. Если резкие переходы диаметров невозможно устранить с помощью галтели, то следует предусмотреть специальные выточки (рис.3.2,*б*). Торцы валов и осей и их ступеней выполняются с конусными фасками для облегчения посадки деталей и снятия заусениц.

*a)*

*б*)

*r*

*r*

Рис. 3.2

Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы колес, шкивов и т.п.) следует выбирать из стандартного ряда посадочных размеров, а диаметры посадочных поверхностей под подшипники качения - из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников.

При проектировании валов и осей наиболее жесткие требования по точности геометрической формы предъявляются к цапфам (части валов или осей, охватываемые опорами), на которые устанавливаются подшипники качения. Параметр шероховатости поверхностей цапф назначают *Ra =* 0,32-1,25 мкм*.* Овальность и конусность мест посадки определяются допуском на диаметр, который соответствует, в зависимости от точности подшипника, 4, 5 или 6 квалитету.

Для изготовления валов и осей используют стали марок Ст45, Ст50, У8А, обладающие достаточно высокими механическими характеристиками. Для изготовления валов (осей), работающих в условиях ударных нагрузок, применяются стали Ст20, 20Х, при этом цапфы валов цементируются и закаливаются. Для изготовления облегченных валов могут использоваться титановые сплавы ВТ3-1, ВТ6 и ВТ9.

*3.2 Расчет валов и осей*

Размеры осей и валов выбирают, исходя из конструктивных соображений, либо рассчитывают, исходя из условия обеспечения их статической прочности и выносливости. При расчетах необходимо учитывать резьбы, выточки, уступы, шпоночные пазы, отверстия под штифты, которые понижают усталостную прочность вала.

Расчет оси, исходя из условия работы ее только на изгиб, производят по следующей зависимости:

 , (3.1)

где σ−максимальные напряжения, возникающие в материале оси при изгибе, МПа;  *М* −изгибающий момент, НЧм; *Wz* − осевой момент сопротивления поперечного сечения оси; [σ] − допускаемое напряжение изгиба, МПа.

В случае сплошной цилиндрической оси  *Wz =* π*d3/32 » 0,1d3,* где *d* − диаметр оси, м. Тогда диаметр оси может быть определен из условия

 . (3.2)

Вычислив по формуле значение диаметра оси, из ряда предпочтительных размеров выбирают ближайшее большее значение. Ряд предпочтительных размеров, мм: 2,0; 2,1; 2,2; 2,4; 2,5; 2,6...4,2 (через 0,2мм); 4,5; 4,8; 5,0; 5,3; 5,6; 6,0; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5...11,0 (через 0,5мм); 12,0; 12,5; 13,0...22,0 (через 1,0мм).

В отличие от оси вал находится под воздействием не только изгибающих, но и скручивающих усилий, а в отдельных случаях и растягивающих (сжимающих) усилий. В связи с этим расчет валов состоит из *предварительного (проектного)* и *проверочного* расчетов. На этапе предварительного расчета диаметр вала определяют исходя только из деформации кручения, так как на первоначальном этапе конструирования не определены размеры вала по длине и, следовательно, не известны изгибающие моменты. Предварительно диаметр вала определяется из условия прочности при кручении:

 , (3.3)

где τmax − максимальное напряжение кручения в поперечных сечениях вала, МПа; *Т* −крутящий момент, НЧм; *Wr* −полярный момент сопротивления поперечного сечения вала;[τ]− допускаемое напряжение на кручение, МПа (так как на предварительном этапе не учитывается деформация изгиба, то обычно принимают пониженное значение допускаемого напряжения на кручение, равное для стальных валов [τ] = 20ј30 МПа). Учитывая, что для сплошного цилиндрического вала

*Wr =* π*d3/16 » 0,2d3,* получим следующую формулу для определения диаметра вала:

***F****a*

***F****r*

*2*

*1*

***Т****1*

***F****r*

***F****a*

*l*

*а*

*С*

*С*

***Т****2*

***F****t*

***R****B*

***R****A*

***T****1*

*1к*

***F****t*

***T****к*

*B*

*A*

*My*

*T*

*M′x*

*Fa*

*Mx*

*A*

*B*

*а)*

*б)*

*в)*

*г)*

*д)*

*е)*

*ж)*

*з)*

Рис. 3.3

 (3.4)

После того как определен диаметр вала производят конструирование вала и опорных узлов, в результате чего в первом приближении выявляется форма детали, ее габаритные размеры, а главное – расстояние между опорами и точками приложения сил.

На заключительном этапе выполняется проверочный расчет, учитывающий все виды деформации вала. Исходными данными для проверочного расчета являются:

1) расчетная схема;

2) размеры вала;

3) расположение и размеры сопряженных с валом деталей (колес, опор, муфт и др.);

4) места приложения, величина, направление и характер действующих сил;

5) материал вала.

Проверочный расчет валов производится на статическую прочность, усталостную прочность и жесткость, а в случае быстроходных устройств *-* и на критическую частоту.

*Пример 4.1.* Рассмотрим расчет на статическую прочность вала 1 цилиндрической косозубой передачи (рис.3.3,*а*), к которому приложен момент *Т1*, а в зацеплении зубчатых колес действует нормальное давление ***F****n*, раскладываемое на три составляющие: окружную ***F****t* , радиальную ***F****r*  и осевую ***F****a* силы. При составлении расчетной схемы двухопорный вал принимается за статически определимую балку. По длине вала в соответствующих местах прикладываются внешние силовые факторы: сила и моменты. Для удобства расчета при пространственной схеме нагружения расчетную схему представляют в двух плоскостях: в горизонтальной (рис.3.3,*б*) и вертикальной (рис.3.3,*д*).

При приведении к оси балки диаметром *d* сил, действующих в зацеплении, получим моменты: от приведения окружной силы *Ft* –крутящий момент *Tк=FtЧd/2* , а от приведения осевой силы *Fa* – изгибающий момент *M’=FaЧd/2*, приложенный в сечении С*-*С вала 1 (рис.3.3,*а*).

Приведение радиальной силы *Fr* к оси вала осуществляется путем перемещения силы по линии ее действия и, следовательно, дополнительный момент в результате такого переноса будет равен нулю.

Рассмотрим распределение изгибающих моментов, действующих по длине вала в горизонтальной плоскости (рис.3.3,*б*). Для построения эпюры изгибающих моментов определим из уравнений моментов сил относительно точек *А* и *В* реакции в опорах, соответственно, *RA* и *RB* :

*еМА =* –*FtЧa+RBЧl = 0;* откуда *RB = FtЧa/l;*

*еМB = FtЧ(l - a)* – *RAЧl = 0;* откуда *RA = FtЧ(l* – *a)/l*.

Выражения для изгибающих моментов на первом и втором участках вала будут иметь, соответственно, вид

*Mу1 = RAЧx = FtЧ(l* – *a)Чx/l; Mу2 = RAЧx* – *FtЧ(x* – *a) = FtЧ(l* – *a)Чx/l* – *FtЧ(x* – *a).*

Эпюра изгибающих моментов для горизонтальной плоскости представлена на рис. 3.3,*в.*

Аналогично строятся эпюры изгибающих моментов для вертикальной плоскости. На рис. 3.3,*е* представлено распределение изгибающих моментов *Мх’*, возникающих вследствие действия момента *M’*, приложенного в сечении С-С, а на рис. 3.3,*з* *-* изгибающих моментов *Мх’’,* возникающих вследствие действия силы ***F****r.* На рис. 3.3,*ж* представлена эпюра осевых сил, равных по модулю силе ***F****a.*

Распределение по длине вала крутящих моментов, возникающих вследствие действия на конце вала и в его сечении С*-*С двух равных по модулю, но противоположных по направлению моментов *Т1=Т=FtЧd/2,* изображено на рис.3.3,*г*.

Построенные эпюры используют для определения напряжений в любом сечении вала. Так, в сечении С*-*С вала, где действуют максимальные изгибающие моменты как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях, нормальные напряжения от изгиба и сжатия с учетом принципа суперпозиции будут определяться выражением

, (3.5)

а касательные напряжения, обусловленные действием крутящего момента, *-* выражением

, (3.6)

где *W* и *Wr* – соответственно момент сопротивления относительно нейтральной оси сечения и полярный момент сопротивления сечения вала; *S* *-* площадь поперечного сечения вала в плоскости С*-*С.

Эквивалентные напряжения в сечении вала, определяемые по третьей теории прочности, не должны превышать допускаемых напряжений изгиба для выбранного материала, т.е.

 . (3.7)

Для валов и осей, работающих в условиях длительных переменных нагрузок, производится также расчет на *усталостную прочность*, выполняемый аналогично расчету на статическую прочность. Переменность действия нагрузки учитывают понижением допускаемых напряжений [σ] при статическом нагружении путем умножения их на коэффициент γ *< 1*. При пульсирующем и близком к нему характере изменения напряжений значения этого коэффициента для сталей могут быть приняты равными 0,44...0,48, а при симметричном или близком к нему цикле изменения напряжений 0,26...0,28.

При необходимости может выполняться проверка вала на жесткость, включающая расчет на *изгибную* и *крутильную* жесткость.

*Изгибная* жесткость оценивается величиной прогиба вала *f* под действием нагрузок. Прогиб вала *f*, определяемый по формулам сопротивления материалов для конкретной конструкции вала и вида нагружения, не должен превышать предельно допускаемого значения прогиба [*f*], величина которого зависит от конструкции вала и требований, предъявляемых к проектируемому устройству*.* Так, максимальный прогиб *fmax* вала редуктора в месте установки на нем зубчатого колеса с модулем *m* не должен превышать (0,01...0,03)*m*. В общем случае можно принять следующую зависимость для определения значения предельно допустимого прогиба вала:

*[f] » 0,0003l,* (3.8)

где *l* – длина вала между опорами, м.

*Крутильная* жесткость оценивается углом закручивания φ*о* на единицу длины вала. Угол закручивания определяется по формуле

, (3.9)

где *Т* – крутящий момент в расчетном сечении вала, НЧм; *G* – модуль сдвига (для стали  *G* = 8Ч1010Н/м2); *Jr* –полярный момент инерции расчетного сечения (для круглого сплошного сечения вала *Jr = πd4/32)*; [φо]– допускаемый угол закручивания вала на длине *l* м, рад. Нормы на допускаемые углы закручивания не установлены и определяются для конкретного механизма исходя из требований, предъявляемых к его работе (например, исходя из ограничений на упругий мертвый ход и т.п.). При проектировании зубчатых передач можно принять [φо]= 0,01 рад.

Для быстроходных валов может выполняться расчет *на критическую частоту* вращения вала, т.е. частоту, при которой наступает резонанс. Если под тяжестью закрепленных на валу деталей он имеет статический прогиб *f*,м, то критическая частота вращения вала *nкр* , об/мин, может быть определена приближенно из выражения

. (3.10)

При всяком *n Ј nкр* прогиб имеет конечное значение и вал работает устойчиво. В зависимости от отношения *nкр /n* различают валы жесткие, для которых *n < nкр*  (рекомендуется принимать *nкр /n* і 1,5), и гибкие при *n > nкр* (в этом случае рекомендуется принимать *n/nкр* і 2...3).

***Глава четвертая*  Опоры и направляющие**

Валы и подвижные оси механизмов крепятся в опорах, которые передают нагрузку от вращающихся деталей на корпус механизма. По виду трения опоры делятся на *опоры скольжения* и *опоры с трением качения*.

Направляющие обеспечивают поступательное движение отдельных частей механизма. Различают направляющие поступательного движения с трением скольжения и трением качения.

*4.1 Трение скольжения и качения*

*Трением* *называется сопротивление относительному перемещению соприкасающихся тел, возникающее в месте их соприкосновения.* По кинематическим признакам различают: *трение скольжения* (трение первого рода), возникающее при скольжении одного тела по поверхности другого; *трение качения* (трение второго рода), возникающее при качении одного тела по поверхности другого.

По характеру смазки трущихся поверхностей различают: *сухое трение*, возникающее при отсутствии смазки, когда поверхности покрыты менее прочными пленками, чем основной материал; *граничное трение* − поверхности разделены очень тонким слоем смазки (0,1 мкм и менее); *жидкостное трение* − поверхности полностью разделены слоем смазки.

На явления трения оказывают влияние свойства поверхностей. Вследствие шероховатости и волнистости поверхностей, неточности изготовления деталей и изменения их формы под действием приложенных нагрузок, поверхности контактируют не по всей площади, а по отдельным малым площадкам. Вследствие этого на соприкасающихся поверхностях деталей даже при небольших сжимающих нагрузках возникают большие удельные давления. Под действием этих давлений происходят упругие и пластические деформации элементов поверхности, выступы поверхностей взаимно внедряются и на площадках контакта возникают силы молекулярного взаимодействия.

Рассмотрим особенности сухого трения скольжения.

По величине относительного перемещения соприкасающихся тел различают *неполную силу трения покоя*, *полную силу трения покоя* и *силу трения движения.*

*Неполная сила трения покоя* соответствует микроскопическим, частично обратимым относительным перемещениям соприкасающихся тел. Такие перемещения, обусловленные упругими и пластическими деформациями этих тел, называются *предварительными смещениями*.

*Полная сила трения покоя* соответствует предельной величине предварительного смещения и равна максимальному значению неполной силы трения покоя.

Полная и неполная силы трения покоя направлены в сторону, противоположную сдвигающему усилию, и равны ему по модулю. Если сдвигающее усилие становится больше полной силы трения покоя, то начинается относительное движение соприкасающихся тел.

*Сила трения движения* соответствует относительному движению соприкасающихся тел. Эта сила не зависит от движущей силы и направлена в сторону, противоположную относительной скорости скольжения.

Отношение силы трения к силе нормального давления между трущимися поверхностями называется *коэффициентом трения*.

Согласно сказанному выше, необходимо различать три вида коэффициента трения:

1. коэффициент трения в зоне предварительных смещений, равный отношению неполной силы трения покоя *F* к силе нормального давления *N*,

¦ *=* ; (4.1)

1. коэффициент трения покоя

¦*ст=,* (4.2)

где *Fст* − полная сила трения покоя;

1. коэффициент трения движения

¦*д=,* (4.3)

где *Fд*  − сила трения движения.

Из этих формул следует, что коэффициент трения скольжения является безразмерной величиной.

Коэффициент трения *f* в зоне предварительных смещений является переменной величиной, зависящей от сдвигающего усилия или от характера движения тел в момент их контакта и изменяющейся в пределах от нуля до коэффициента трения покоя: *0 Ј f Ј fст.*



Рис.4.1

Коэффициент трения покоя несколько больше коэффициента трения движения *(fст і fд),* который для большинства кинематических пар уменьшается при увеличении скорости скольжения.

В большинстве случаев можно считать, что график зависимости коэффициента трения *f* от относительного смещения *S* трущихся тел выражается ломаной линией (рис.4.1), где отрезок *d* изображает максимальную величину предварительного смещения.

На основании выражений для коэффициентов трения покоя и движения получаем следующие формулы Амонтона−Кулона для приближенного определения полной силы трения покоя и силы трения движения:

*Fст = fст N ; Fд = fд N* . (4.4)

Если рассматривать некоторое тело на поверхности, то полная реакция ***R*** поверхности в данной точке в общем случае слагается из нормальной реакции ***N*** и силы трения ***F*** (рис.4.2, тело не показано). Угол *j* отклонения полной реакции поверхности ***R*** в данной точке от нормали ***N*** к этой поверхности в этой же точке называется *углом трения*. Различают угол трения покоя, определяемый выражением φ*ст= arctg= arctg(fст)* и угол трения движения φ*д = arctg(fд).*



Рис.4.2

Все возможные направления полной реакции в данной точке поверхности заключаются в пределах так называемого конуса трения (рис.4.2), вершина которого совпадает с данной точкой, а образующая составляет с нормалью поверхности угол, равный углу трения (φ*ст* – при относительном равновесии и φ*д* – при скольжении).

В высших кинематических парах механизмов может присутствовать как трение скольжения, так и трение качения. Сопротивление, возникающее при качении одного тела по другому, называемое *трением качения*, обусловлено деформациями этих тел.



Рис.4.3

Из-за указанных деформаций точка приложения нормальной реакции одного тела на другое смещается так, что возникает пара сил (***N****;* –***N***), препятствующая качению и называемая парой трения качения (рис.4.3).

Максимальную величину *k* плеча этой пары, зависящую от материала данных тел и их упругих свойств, называют *коэффициентом трения качения* (имеет размерность длины, зависит также от радиусов кривизны перекатывающихся поверхностей в местах их контакта и от нормального давления между этими поверхностями).

Максимальная величина момента *Mк* пары трения качения определяется выражением

*Mк = k N.* (4.5)

Тогда минимальную величину движущей силы ***F****дв*, приложенной в центре катка и обеспечивающую его качение, найдем из условия равенства момента движущей силы моменту пары трения качения

*Fдв =N,*  (4.6)

где *r −*  радиус катка.

В зоне касания катка с опорной плоскостью возникает сила трения скольжения ***F****тр*, направленная противоположно силе ***F****дв* и предельное значение которой (сила трения покоя *Fст*) определяется выражением (4.4).

Для того чтобы каток находился в равновесии, т.е. отсутствовало его качение и скольжение по поверхности, необходимо выполнение следующих соотношений между приложенными к катку силами:

*Fдвr Ј Mк = k N; Fдв  Ј Fст*  или  *Fдв Ј N* ; *Fдв Ј fстN* . (4.7)

Для равномерного качения катка должны выполняться следующие условия:

*Fдв r = k N; Fдв Ј Fст = fст N,* (4.8)

а при чистом скольжении необходимо выполнение следующих соотношений:

*Fдв > Fст* и  *Fдв r < N k.* (4.9)

*4.2 Опоры с трением скольжения*

***Классификация опор.*** В зависимости от направления реакции опоры относительно оси вращения вала различают два вида вращательных пар:

– реакция опоры направлена перпендикулярно к оси вращения вала (рис.4.4,*а*);

– направление опорной реакции совпадает с осью вращения вала (рис.4.4,*б*).

На рис.4.4,*а* представлен вал 1, вращающийся в опорах 2*,* 3и4,реакции которых ***R****A ,* ***R****B*и ***R****С* перпендикулярны оси вращения вала. В этом случае части валов и осей, охватываемые опорами, называются *цапфами*. Расположенные на конце вала цапфы (*А, С*) называются *шипами*, а в средней части (*В*) – *шейками*. Соответствующие им опоры называются *подшипниками*.

*B*

*C*

*ω*

***R***

*2*

*1*

***R****C*

*A*

***R****B*

***R****A*

*4*

*3*

*2*

*1*

*a)*

*б)*

Рис.4.4



При совпадении направления реакции опоры с направлением оси вала (рис.4.4,*б*), часть опоры 2, контактирующая с валом, называется *подпятником*, а соприкасающаяся с ним часть вала или оси 1 – *пятой*. При сплошной пяте в паре пята – подпятник возникает трение верчения, что приводит к неравномерному износу контактирующей пары. Для исключения неравномерного износа обычно пяту выполняют кольцевой, как это представлено на рис.4.4,*б.*

Найдем выражения для моментов сил трения *Mтр*, возникающих в парах шип–подшипник и пята–подпятник. Пусть на шип в паре шип-подшипник (рис.4.5,*а*) действует радиальная сила ***Q****,* движущий (крутящий) момент *M*, направленный по часовой стрелке, и реакция ***R*** подшипника. В состоянии покоя шипа *M = 0*, а радиальная сила ***Q*** и реакция *R* направлены по одной прямой и уравновешивают друг друга (рис. 4.5,*б*). При *M > 0* в начале движения цапфа перекатывается по вкладышу вправо без скольжения, а затем начинается скольжение, при этом полная реакция *R* подшипника смещается на величину *h* (рис.4.5,*а*) в точку *B*. На величину *h* смещается и радиальная сила ***Q***, занимая положение ***Q′*** .

При равномерном вращении шипа (ω *= const*) должны соблюдаться следующие условия равновесия:

*Mтр= F·r = M; R* –*Q′ = 0; F cosjў* – *N sinjў = 0.* (4.10)

Из последнего равенства найдем выражение для силы трения *F* , возникающей в паре шип–подшипник, в виде *F = N·tg*φ' *= fў·N,*  где *fў = tg*φ'–коэффициент трения скольжения для цилиндрической пары шип–подшипник; φ' –угол трения, определяющий положение точки *В* (рис.4.5,*а*).

Из условий равновесия шипа (4.10) находится выражение для момента сил трения относительно оси вращения:

*Mтр = F r = R r sin* φ' *= Q r sin* φ' *= Q h* . (4.11)

Учитывая, что обычно значение угла трения φ' *< 10°,* можно принять *h= r sin* φ' *» r tg* φ' *= rfў,* тогда

*Mтр = Q h = Q fў r,* (4.12)

где *r* –радиус шипа.

Окружность радиусом *h* называется *окружностью трения*. Если вектор радиальной силы ***Qў*** проходит вне окружности трения, то *M > Mтр*  и вращение шипа будет ускоренным, а если вектор ***Qў*** будет пересекать окружность трения, то *M < Mтр* и шип будет находиться в покое или вращаться замедленно, т.е. в кинематической паре произойдет самоторможение.

Коэффициент трения скольжения *fў* для цилиндрических поверхностей отличается от коэффициента трения скольжения *f* для плоских поверхностей. Этот коэффициент зависит от распределения давлений по поверхности контакта цапфы и подшипника и определяется экспериментально. Для не приработавшихся цапф значение коэффициента можно принять равным *fў* *=* 1,57 *f* , для приработавшихся *fў* *=* 1,27 *f*.

*б)*

*а)*

Рис. 3.14

Определим выражение для момента сил трения *Mтр* в паре пята–подпятник при действии осевой силы ***Q*** (рис.4.6). Пусть контактная поверхность пяты выполнена кольцевой с диаметрами *D* и *d* (рис.4.6,*б*). При условии равномерного распределения силы ***Q*** по поверхности контакта

Рис. 4.6

*б)*

*а)*



выражение для удельного давления *q* будет иметь вид

 . (4.13)

Для нахождения выражения момента сил трения выделим на контактной поверхности пяты элементарное кольцо радиусом ρи шириной *d*ρ(рис.4.6,*б*)*.* Элементарный момент сил трения *dMтр* , действующих по рассматриваемому элементарному кольцу, запишется в виде

*dMтр = dFтр∙*ρ *= f∙dQ* ρ *=* *f∙q∙dА* ρ, (4.14)

где *dА =* 2π ρ *d*ρ – площадь элементарного кольца.

Выполнив интегрирование выражения (4.14) по всей поверхности контакта, найдем выражение для момента сил трения в паре пята–подпятник

 *.* (4.15)

С учетом выражения (4.13) для удельного давления *q,* выражение для момента сил трения *Mтр* получим окончательно в виде

. (4.16)

Для сплошной пяты при *d=0* получим, *Mтр=fQD*.

Как отмечалось выше, при сплошной пяте происходит неравномерный износ поверхностей трения, в результате чего рабочие поверхности становятся выпуклыми. При этом увеличивается удельное давление в центральной части пяты и подпятника, возрастает их нагрев и износ. Поэтому в реальных конструкциях предпочтение отдается кольцевой пяте, позволяющей также конструктивно проще решить вопрос ввода в зону контакта смазки.

***Конструкции опор.*** Опоры с трением скольжения получили широкое распространение в приборных устройствах благодаря простой конструкции, малым габаритам и достаточно высокой надежности в работе. На рис. 4.7 представлены конструктивные варианты простейших цилиндрических опор скольжения, в которых подшипником является корпус прибора. Ось или вал 1 с расположенной на конце цапфой контактирует с отверстием в корпусе 2, изготовленном:

*1*

*б)*

Рис. 4.7

*3*

*г)*

*2*

*а)*

*в)*

*а*) – из тонкого листа (мягкая сталь, латунь) методом штамповки;

*б*), *г*) – из листа в виде массивной панели;

*в*) – литьем.

Несмотря на простоту конструкции, эти опоры широко применяются в маломощных приборных механических устройствах с диаметрами цапф валов от 1 до 6 мм.

В целях обеспечения ремонтопригодности опоры, повышения ее долговечности, уменьшения момента трения могут применяться конструкции с подшипниковыми втулками (рис.4.7,*г*), которые выполняются из латуни, бронзы, других материалов, образующих с материалом цапфы антифрикционную пару. Втулка 3 может крепиться к корпусу с помощью винтов, путем запрессовывания в отверстие корпуса либо зачеканиванием. При реализации конструкции с зачеканенной втулкой в отверстие корпуса, имеющее фаски, вставляют заготовку втулки в виде цилиндрического стержня, в котором после расклепывания производят сверление и развертку отверстия под размер цапфы оси (вала).

Размеры цилиндрических опор определяют из условий ограничения момента сопротивления вращению, прочности и износоустойчивости.

*4.3 Опоры с трением качения*

4.3.1 Классификация подшипников качения

Наиболее распространенным видом опор в механизмах являются подшипники качения. Устройство подшипника качения показано на рис.4.8:   
1 – внутреннее кольцо; 2 – наружное кольцо; 3 – тела качения; 4 – сепаратор, обеспечивающий равномерное распределение тел качения по дорожкам качения внутреннего и внешнего колец.

Широкое распространение в технике подшипников качения обусловлено тем, что по сравнению с подшипниками скольжения они обладают рядом достоинств: малые моменты трения при обычных скоростях, малые пусковые моменты трения, высокая взаимозаменяемость, малые габариты по длине вала.

Недостатками подшипников качения являются: ограниченная нагрузочная способность, снижение долговечности при высоких скоростях, большие габариты по диаметру.

Рис. 4.8

3

2

1

4

Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

– направлению воспринимаемой нагрузки (радиальные, радиально-упорные, упорные) (рис.4.9);

– форме тел качения (шарикоподшипники и роликоподшипники);

– числу рядов тел качения (однорядные и многорядные);

– габаритным размерам;

– точности изготовления.

Радиальные подшипники способны воспринимать только радиальную нагрузку (рис.4.9,*б*), либо одновременно с радиальной и небольшую осевую (рис.4.9,*а*).

*а)*

*б)*

*в)*

*г)*

Рис. 4.9

Радиально-упорные подшипники применяются при действии одновременно радиальной и осевой нагрузок (рис.4.9,*в*).

Упорные подшипники (рис.4.9,*г*) предназначены для восприятия только осевых нагрузок при сравнительно небольших частотах вращения, т.к. при высоких скоростях возникают значительные центробежные силы инерции (пропорциональны квадрату скорости), действующие на шарики.

В роликоподшипниках ролики могут быть цилиндрической, конической и бочкообразной форм. По сравнению с шарикоподшипниками роликоподшипники при одинаковых размерах обладают большей нагрузочной способностью за счет уменьшения удельного давления в зоне контакта ролика с кольцом (примерно в 1,6 раза), но их предельные частоты вращения ниже.

*d*

*b*

*D*

1

2

3

4

5

6

7

Рис. 4.10

Подшипники могут быть также *самоустанавливающиеся*, которые имеют сферическую форму дорожки качения и допускают перекос осей внутреннего и внешнего колец. По числу рядов тел качения подшипники могут быть *одно-*, *двух-* и *четырехрядные*.

Основным размером подшипника является диаметр *d* внутреннего кольца (рис.4.10). Другие размеры (диаметр *D* наружного кольца и ширина *b* подшипника) для одного и того же значения *d* могут изменяться в зависимости от выбранной серии. В зависимости от габаритных размеров (ширина и наружный диаметр) устанавливаются следующие семь серий подшипников (рис.4.10): 1 – *сверхлегкая*; 2 – *особолегкая*; 3 – *легкая*; 4 – *легкая широкая*; 5 – *средняя*; 6 – *средняя широкая*; 7 – *тяжелая*. С увеличением габаритов нагрузочная способность подшипников растет, а быстроходность снижается. На рис.4.10 представлены также сравнительные размеры подшипников различных серий одного внутреннего диаметра *d*.

Точность подшипника качения определяется точностью выполнения его размеров: *d*, *D* и  *b*, а также кинематической точностью (величиной радиальных и боковых биений). Существует пять классов точности подшипников качения: 0, 6, 5, 4, и 2-й (в порядке повышения точности). С ростом точности подшипника растет и его стоимость: стоимость подшипника одного и того же типоразмера 2-го класса точности в 100 раз больше, чем подшипника 0-го класса.

Элементы стандартных подшипников качения (кольца, тела качения) изготавливаются из специальных высококачественных сталей, называемых шарикоподшипниковыми. В случае работы подшипникового узла в особых условиях (агрессивные среды, низкотемпературные условия и т.п.) для изготовления элементов подшипника могут применяться специальные пластмассы, обеспечивающие работу подшипника без смазки.

4.3.2Выбор подшипников качения

При выборе подшипников качения учитывается величина, направление и характер нагрузки (постоянная, переменная, ударная); частота вращения подвижного кольца подшипника; требуемый срок службы в часах; конструктивные особенности подшипникового узла, условия работы.

Критерием выбора подшипников качения является превышение табличного значения динамической грузоподъемности [*С*] для выбранного подшипника над расчетным значением динамической грузоподъемности *Срасч* для проектируемого подшипникового узла, т.е.

*Срасч Ј [C].* (4.17)

Расчетная динамическая грузоподъемность определяется в соответствии с ГОСТ 18854-82 и ГОСТ 18855-82 и международной методикой ISO по эмпирической формуле

*Срасч = QL1/a*, (4.18)

где *Q* – приведенная нагрузка подшипника; *a* – коэффициент, зависящий от формы тел качения (α = 3 для шарикоподшипников и α *=* 10/3 – для роликоподшипников); *L* – долговечность подшипника, определяемая числом оборотов вала в миллионах, которое должны отработать 90% подшипников определенной партии при заданном режиме до появления первых признаков контактной усталости материала на шариках или кольцах. При постоянной частоте вращения вала долговечность подшипника *Lh* можно выразить в часах

, (4.19)

где *n* – частота вращения подвижного кольца подшипника, об/мин.

Приведенная нагрузка определяется в соответствии с выражением

*Q = (XKkFr + YFa)KdKt ,* (4.20)

где *X, Y* – коэффициенты радиальной *Fr* и осевой *Fа* нагрузок; *Kk* – кинематический коэффициент, равный 1,0, если в подшипнике вращается внутреннее кольцо, и 1,2 – наружное; *Kd* – коэффициент динамичности (динамический коэффициент), учитывающий характер нагрузки; *Kt* – температурный коэффициент.

4.3.3 Крепление подшипников на валу и в корпусе

При конструировании подшипниковых узлов необходимо обеспечивать фиксирование подшипника на валу и в корпусе, исключающее его осевые перемещения. Неподвижное соединение подшипника с валом может быть получено за счет выполнения посадок с гарантированным натягом. В случае действия на опору знакопеременных осевых нагрузок применяется дополнительное крепление внутреннего кольца на валу, например, пружинным стопорным кольцом 3 (рис.4.11,*а*), шайбой 4 и гайкой 5 (рис.4.11,*б*) или втулкой 6, закрепленной штифтом 7 (рис.4.11,*в*).

2

1

3

*а*)

2

1

6

*в*)

7

2

1

4

*б*)

5

Рис. 4.11

В случае изготовления ступенчатого вала в местах перехода с одного диаметра на другой выполняется кольцевая канавка шириной 0,5…0,8 мм и глубиной 0,15…0,2 мм, необходимая для выхода инструмента при шлифовании сопрягаемой поверхности вала и для уменьшения концентрации напряжений в месте основного надреза. Если требуемая шероховатость может быть достигнута без шлифования, то в месте перехода выполняют закругление (галтель) радиусом *r*. Радиус галтели следует принимать наибольшим, так как с увеличением отношения *r/d* (*d* – диаметр вала) уменьшается концентрация напряжений в местах перехода от одного диаметра вала к другому. Рекомендуется принимать *r/d* > 0,1.

При посадке подшипника на вал радиус закругления внутреннего кольца подшипника *r2* должен быть больше радиуса  *r1*  галтели – это является необходимым условием сборки сопряжения.

Наружные кольца подшипников устанавливаются непосредственно в отверстиях корпусов 1 (рис.4.12,*а,б*) или с применением фланцевых стаканов (обойм) 2 (рис.4.12,*в*). Осевая фиксация наружных колец осуществляется выступами в корпусе 1 либо фланцевыми крышками 3, центрирующий поясок которых входит в отверстие корпуса.

1

1

1

2

3

*а)*

*б)*

*в)*

Рис. 4.12

*4.4 Направляющие для поступательного движения*

4.4.1 Классификация направляющих

Направляющими называются устройства, предназначенные для обеспечения заданного прямолинейного движения с определенной точностью одной детали относительно другой. Для реализации прямолинейного движения деталей существует множество разнообразных конструкций направляющих и поэтому их можно классифицировать по самым различным признакам. По виду трения, например, направляющие делятся на направляющие с *трением скольжения* (рис.4.13)*, качения* (рис.4.14) *и трением упругости* (рис.4.15).

По форме рабочих поверхностей направляющие с трением скольжения подразделяются на *цилиндрические* (рис.4.13,*а*–*е*) и *призматические* (рис.4.13,*ж*–*к*). В свою очередь *цилиндрические* направляющие могут быть без предохранения от проворачивания (рис.4.13,*а*) и с предохранением (рис.4.13,*б*–*е*). Для предохранения от проворачивания может использоваться два направляющих стержня (рис.4.13,*б,в*), шпонка (рис.4.13,*г*), штифт (рис.4.13,*д*), лыска (рис.4.13,*е*).

Цилиндрические направляющие являются более технологичными, однако они исключают устранение зазора, возникающего в паре в процессе эксплуатации.



В призматических направляющих форма призмы может быть прямоугольной, трапецеидальной, треугольной.

Направляющие с трением скольжения несложны в конструктивном исполнении, однако большие потери на трение в некоторых случаях ограничивают их применение. Направляющие с трением качения (рис.4.14) обладают значительно меньшими потерями на трение и отличаются высокой плавностью хода. Однако они более сложны по конструкции и дороже в изготовлении, чем направляющие с трением скольжения.

В зависимости от формы тел качения различают шариковые (рис.4.14,*а*) и роликовые (рис.4.14,*б*–*г*) направляющие с трением качения. Ролики обычно устанавливаются на цапфах, укрепляемых неподвижно на направляющих (рис.4.14,*в* – направляющие не показаны) или ползуне (рис.4.14,*г*). Для уменьшения потерь на трение в паре цапфа–ролик в качестве роликов часто применяют стандартные шарикоподшипники.

Для обеспечения малых перемещений (от 0,1 до 3 мм) при действии небольших нагрузок применяют направляющие с трением упругости (рис.4.15). Перемещения элементов 1 в таких направляющих осуществляются за счет упругих деформаций тонких плоских (рис.4.15,*а*) или мембранных (рис.4.15,*б*) пружин 2, при этом потери на трение практически равны нулю и обеспечивается высокая точность направления вследствие отсутствия зазоров и мертвого хода.





1

2

*б)*

*а)*

Рис. 4.15

Направляющие с трением упругости применяются в точных измерительных приборах. Так, направляющая, схема которой представлена на рис.4.15,*а*, обеспечивает перемещение индентора в приборе для измерения твердости материалов.

4.4.2 Условие движения тела по направляющим

Рассмотрим движение ползуна по наклонной и горизонтальной плоскостям (рис.4.16). Введем следующие обозначения: ***G*** – вес ползуна; ***F*** – движущая или тормозящая сила; α– угол наклона плоскости; β– угол, образуемый силой ***F*** с вертикалью; *f* – коэффициент трения; φ– угол трения. Рассмотрим равномерное движение ползуна по наклонной плоскости (рис.4.16,*а*).



Кроме сил ***F*** и ***G***, на ползун действуют нормальная реакция ***N*** наклонной плоскости и сила трения ***F****тр*, направленная в сторону, противоположную движению ползуна, и равная по модулю *F = fN = tg*φ *N*. Полная реакция плоскости на ползун ***R*** определится как геометрическая сумма ***R*** *=* ***N****+****F*** и будет отклонена от нормали к наклонной плоскости на угол φ. При равномерном движении ползуна должно выполняться условие равновесия всех сил, действующих на ползун, т.е. ***F****+****G****+****R*** *= 0*. Согласно этому векторному равенству строим замкнутый многоугольник сил (рис.4.16,*б*), из которого, применяя теорему синусов, находим выражение для движущей силы

*F=G.* (4.21)

При движении ползуна по горизонтальной плоскости (рис.3.24,*в*) следует положить α *=* 0*.* Тогда выражение (3.47) примет вид

*F = G* . (4.22)

Минимальным значение движущей силы будет при *sin(*β*+*φ*)* = 1 или β*=*90о*-* φи определится выражением

*Fmin= G sin* φ *=G*, (4.23)

где *f = tg* φ – коэффициент трения пары ползун – плоскость.

Рассмотрим условие движения клинчатого ползуна 1 (рис.4.17,*а*) по направляющей 2, имеющей форму желоба. Обозначим через αполовину угла при вершине желоба. Пусть ***G*** – заданная вертикальная нагрузка, включая силу тяжести ползуна, а ***N****1* и ***N****2* – нормальные реакции направляющих плоскостей желоба на ползун. Исходя из условия равновесия ползуна, запишем следующее векторное уравнение:

***G****+****N****1+****N****2=*0. (4.24)



Решая графически векторное уравнение (4.24), из треугольника сил (рис.4.17,*б*) в соответствии с теоремой синусов находим выражение для реакций *N1* и *N2* :

*N1 = N2 = N = .* (4.25)

При движении ползуна вдоль желоба по каждой из направляющих плоскостей возникает сила трения *Fтр = f N*, поэтому для поддержания равномерного движения необходима движущая сила *F*, равная силе трения и определяемая c учетом (4.25) выражением

*F* *= 2Fтр = 2fN == fў G*, (4.26)

где *fў =* – приведенный коэффициент трения клинчатого ползуна.



При конструировании направляющих следует исключать возможность их заклинивания вследствие перекоса. Рассмотрим движение тела 1 по направляющей 2 (рис.4.18). На стержень 1 действуют движущая сила ***F***, направленная под углом *γ* кего оси, и в точках *А* и *В* реакции ***R****A*и ***R****B* направляющей 2. Движение стержня 1 по направляющей 2 будет происходить в том случае, если проекция движущей силы на направление движения будет больше или равна силе трения, возникающей в паре стержень – направляющая. При обратном соотношении между указанными силами наступит заклинивание стержня в направляющей. Следовательно, для обеспечения движения тела по направляющей должно выполняться условие

*F cosγ ≥ (R1+R2)f ,*  (4.27)

где *f* – коэффициент трения для пары стержень – направляющая.

Реакции *R1* и *R2* определяются из условий равновесия и соответственно равны

;  . (4.28)

Преобразовав с учетом (4.28) выражение (4.27), получим выражение для угла *γ,* при котором обеспечивается движение тела по направляющей

, (4.29)

где *k = l/ h.*

При проектировании высокоточных направляющих для исключения заклинивания необходимо величину зазоров в паре трения скольжения выбирать с учетом возможных температурных изменений размеров деталей. Величина минимального температурного зазора δ*t* в направляющей определяется выражением

δ*t= D (*1*±* α*1Dt)* – *D1(*1*±* α*2Dt),* (4.30)

где *Dt =пt-t0п* – разность между температурой *t* окружающей среды и температурой *t0*, при которой были изготовлены направляющие (ІплюсІ при *t > t0* и ІминусІ при *t < t0*); *D* – наименьший размер охватывающей детали; D1 – наибольший размер охватываемой детали; α*1*  и α*2* – температурные коэффициенты линейного расширения материала сопрягаемых деталей.

***Глава пятая*  Соединение деталей**

*5.1 Классификация и конструкции соединений деталей*

Для соединения деталей и узлов механических устройств широко используются различные виды соединений, которые можно разделить на *разъемные* и *неразъемные*.

***Разъемные соединения*.** Разъемные соединения, к которым относятся резьбовые, штифтовые, шпоночные и шлицевые, позволяют многократно соединять и разъединять детали конструкции без их повреждения.

К разъемным соединениям, наиболее часто применяющимся в технике, относятся *резьбовые*, *штифтовые* и *шпоночные* соединения.

*Резьбовые соединения* являются наиболее распространенными. Их достоинствами являются простота и удобство сборки, взаимозаменяемость, невысокая стоимость и др. Чаще всего резьбовые соединения выполняются при помощи дополнительных деталей – винтов и гаек, формы и основные размеры которых стандартизированы.

5

Рис. 5.1

4

*б)*

6

*в)*

4

*а)*

3

1

1

1

2

2

2

Виды конструкций резьбовых соединений весьма разнообразны. Наиболее типичные из них приведены на рис. 5.1. Соединение деталей 1 и 2 может производиться: с помощью болта 3 и гайки 4 (рис.5.1,*а*); посредством шпильки 5 и гайки 4 (рис.5.1,*б*); возможно также соединение двух деталей винтом 6 с помощью резьбового отверстия, выполненного непосредственно в детали 2 (рис.5.1,*в*).   
 Для увеличения площади опорной поверхности, а также для исключения повреждения поверхностей соединяемых деталей при затягивании резьбового соединения, между гайкой (головкой болта) и деталью помещается шайба (на рис. 5.1 не показана).

Винты (болты) различаются по форме головок (рис.5.2), которую выбирают исходя из эксплуатационных требований – прочности соединения, требований к внешнему виду, особенностей сборки. Наибольшую прочность соединения обеспечивают винты с головкой под ключ (рис.5.2,*а*). Форма головок винтов под отвертку может быть цилиндрическая (наиболее прочная) (рис.5.2,*б*), сферическая (рис.5.2,*в*), коническая (рис.5.2,*г*), обеспечивающая при выполнении в соединяемой детали конического гнезда потайное соединение.

При конструировании винтовых соединений необходимо учитывать, что по технологическим причинам резьба не может быть нарезана на всей длине винта или на всю глубину глухого отверстия. Поэтому предпочтительнее выполнять резьбовые отверстия сквозными.

Глубину завинчивания для стальных деталей обычно рекомендуют принимать не меньше одного диаметра резьбы, для алюминиевых и пластмассовых – не меньше двух–трех диаметров.

*а)*

*б)*

*в)*

*г)*

Рис. 5.2

Одной из важных мер повышения надежности резьбового соединения является предохранение его от самоотвинчивания, что особенно важно при действии вибрационных нагрузок. С этой целью увеличивают трение в резьбе или между опорными поверхностями винта и детали, а также используют запирающие элементы, осуществляют пластическое деформирование. В приборостроении для стопорения используют краску или лак, которыми покрывают мелкие винты и гайки.

*Штифтовые соединения* используют для передачи крутящего момента, а также для обеспечения фиксации одной детали относительно другой. Чаще всего в приборостроении находят применение гладкие штифты цилиндрической или конической формы. На рис.5.3 показано крепление зубчатого колеса на валу с помощью цилиндрического штифта.

# *D*

*dшт*

*d*

Рис. 5.3

При установке штифтов отверстия в соединяемых деталях, предварительно скрепленных установочным винтом, сверлят и развертывают в сборе. Размеры отверстия и штифта выбирают таким образом, чтобы получить неподвижное соединение (посадка с натягом).

Для исключения выпадения штифты могут фиксироваться в разборных соединениях пружинными кольцами, изготовленными из проволоки диаметром 0,5...0,8 мм.

Конические штифты по сравнению с цилиндрическими обеспечивают большую прочность и точность соединения (отсутствие люфта). Благодаря конической поверхности (конусность 1:50) эти штифты надежно удерживаются в отверстиях соединяемых деталей. Однако изготовление конических штифтов и отверстий под них сложнее и дороже, чем цилиндрических.

Кроме гладких цилиндрических и конических штифтов для соединения деталей могут применяться штифты, на поверхности которых выполнена насечка, а также конические штифты с резьбовой цапфой, используемой для фиксирования штифта и исключения его выпадения.

*Шпоночные соединения* применяют для крепления на валах зубчатых колес, шкивов, маховиков, фланцев муфт и других деталей, передающих крутящий момент. Шпоночные соединения также могут служить для одновременного обеспечения поступательного движения детали вдоль вала, например, для перемещения деталей фрикционных муфт, элементов фиксаторов в переключающих устройствах и т.п. Шпоночные соединения просты, удобны при сборке, экономичны, однако наличие шпоночного паза приводит к ослаблению вала. Применяют обычно шпоночные соединения для валов с диаметром более 6...8 мм.

Существуют шпоночные соединения нескольких типов, различающихся конструкцией шпонок и характером их работы (рис.5.4,*а,б*). Наиболее часто встречаются соединения с призматическими (рис.5.4,*а*) и сегментными (рис.5.4,*б*) шпонками.

Призматические шпонки (ГОСТ 23360-78) имеют прямоугольное сечение и работают в соединении боковыми гранями. Размеры призматической шпонки (*b, h)* стандартизированы и подбираются в зависимости от диаметра вала *d*; длину *l* выбирают из стандартного ряда на 5...10 мм меньше длины ступицы детали *Lст.* Размер ширины шпонки *b* может иметь отклонения, обеспечивающие получение как подвижного (с зазором), так и неподвижного (с натягом) соединения шпонки с пазами вала и ступицы*.*

Сегментные шпонки (ГОСТ 24071-80) и их соединения более технологичны. Эти шпонки могут самоустанавливаться, что дает возможность применять их на конической поверхности вала. Однако ввиду глубокого паза, значительно уменьшающего прочность вала, применение сегментных шпонок возможно лишь при передаче небольших крутящих моментов. Основные размеры сегментных шпонок – ширина *b*, высота *h*, длина *l* и радиус *R* – стандартизированы. Шпонки подбираются по сечению в зависимости от диаметра вала *d*, а длина *l* выбирается из конструктивных соображений.

*l*

*R*

*b*

*b*

*и*

*lp*

*l*

*h*

*d*

*h*

*d*

*t*

*а)*

*б)*

Рис. 5.4

***Неразъемные соединения.*** Неразъемные соединения не рассчитаны на разборку конструкции по частям без разрушения хотя бы одной из соединенных деталей либо соединяющей детали или материала. Такие соединения получают путем деформирования крепежных либо соединяемых деталей (например, клепкой, гибкой, вальцовкой, соединением с натягом и др.), а также физико-химическими методами (например, сваркой, пайкой, склеиванием).

Вид неразъемного соединения выбирают с учетом технических, экономических и эстетических требований к изделию, а также технологических возможностей изготовителя.

*Заклепочное соединение* осуществляется путем расклепывания соединяющей детали – заклепки. Заклепки используются для соединения металлических деталей, металлических деталей с неметаллическими, а также деталей из трудносвариваемых материалов. Заклепки могут быть сплошные (рис.5.5,*а*), полупустотелые (рис.5.5,*б)* и пустотелые (рис.5.5,*в*). Сплошные заклепки могут быть с полукруглой, потайной, полупотайной и плоской головками.

*а)*

*б)*

*в)*

Рис. 5.5

Форма и размеры заклепок определены стандартами. Материалом для них служат низкоуглеродистые стали (Ст2, Ст3, Ст10, Ст15), латунь Л62, алюминий и его сплавы, медь.

Диаметр *d* заклепки зависит от толщины *s* соединяемых деталей и обычно принимается равным *d = s + 2...10* мм. Длину заклепки *l* определяют по формуле *l=(s1+s2+...)+(1,5...1,7)d*, где *s1+s2+...* – суммарная толщина соединяемых деталей.

Для повышения механической прочности заклепочного соединения рекомендуется для заклепок диаметром *d =*1...5 мм брать диаметр отверстия на 0,2...0,5 мм больше диаметра заклепки.

Для получения прочных соединений используют стальные заклепки из сплошного стержня. Полупустотелые и пустотелые заклепки используют для соединения металлических деталей с деталями из керамики или пластмасс, причем полупустотелые заклепки могут выдерживать большие значения сдвигающих усилий.

*Сварное соединение* осуществляется расплавлением близлежащих частей соединяемых деталей. Основными видами сварки являются газовая сварка и электросварка. Газовая сварка применяется для соединения металлов, имеющих различные температуры плавления (платина – медь, вольфрам – медь), а также для сварки тонкостенных труб, кожухов приборов и т.п. При электросварке расплавление металла происходит под действием электрической дуги.

В зависимости от взаимного расположения свариваемых деталей различают следующие виды сварных соединений: *стыковые* (рис.5.6,*а*), *нахлесточные* (рис.5.6,*б*), *тавровые* (рис.5.6,*в*) и *угловые* (рис.5.6,*г*).

*а)*

*б)*

*в)*

*г)*

Рис. 5.6

*Стыковые* соединения наиболее простые и применяются чаще всего в конструкциях, подверженных вибрационным нагрузкам.

*Нахлесточные* соединения применяют в ответственных конструкциях и при действии переменных нагрузок.

*Тавровые* соединения применяют в составных конструкциях, свариваемые детали которых расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях. *Угловые* соединения применяют как связующие, так как они мало пригодны как силовые.

*Клеевое соединение*  достигается за счет сил сцепления в процессе затвердения жидкого клея. Склеивают преимущественно легконагруженные детали, выполненные из однородных либо разнородных металлов.

В зависимости от склеиваемых материалов и условий работы применяют различные марки клеев. Для склеивания стали, алюминиевых и медных сплавов, стекла, пластмасс, кожи как между собой, так и в любом сочетании применяют клеи феноло-поливинилацетатные марок БФ-2, БФ-4, дающие кислотоустойчивый, вибростойкий шов. Допускаемые напряжения на срез шва для клея БФ-2 составляют 15...20 МПа, а для клея БФ-4 – 25...30 МПа.

Клеи 88Н и 88НП используют для склеивания металлов и неметаллов, дюралюминия с кожей и резиной, дерева с резиной и других материалов. Клей водоупорен, обеспечивает прочность соединения, например резины со сталью, на отрыв не менее 2,0 МПа.

Эпоксидный клей (УП-5-140-1) обладает хорошей адгезией к металлам, стеклу, керамике, древесине, к ряду пластмасс. Стоек к маслу, бензину, большинству органических растворителей. Прочность соединений до 15...18 МПа.

Промышленностью выпускаются специальные клеи, которые обладают определенными свойствами: теплопроводностью, электропроводностью, особыми оптическими свойствами и предназначены для соединения конкретных типов деталей.

*5.2 Расчет разъемных соединений деталей*

***Расчет резьбовых соединений*.** При расчетах на прочность различают резьбовые соединения ненапряженные (усилие затяжки отсутствует) и напряженные (с наличием предварительной затяжки). В большинстве случаев резьбовые соединения являются предварительно затянутыми, т.е. как крепежные, так и соединяемые детали до приложения рабочей нагрузки находятся в напряженном состоянии под действием усилия предварительной затяжки *Fао,* величина которого выбирается из условия обеспечения заданного удельного давления на поверхности контакта соединяемых деталей после приложения внешних сил. Это делается с целью предупреждения раскрытия стыка или обеспечения необходимой плотности соединения.

В предварительно затянутом резьбовом соединении минимальной прочностью может обладать сечение винта по внутреннему диаметру резьбы *d1,* а также сама резьба винта или гайки, витки которой работают на смятие и на срез по внутреннему диаметру резьбы гайки *d*. При расчете резьбы на прочность площадь смятия принимают равной площади кольца с наружным *d* и внутренним *d1* диаметрами.

В резьбовом соединении расчетной нагрузкой является осевая сила *Fa*,равная внешней нагрузке, передаваемой на каждый винт. Тогда условие прочности винта на растяжение запишется в виде

 , (5.1)

где [σ]– допускаемое напряжение на растяжение для материала винта.

Из условия прочности (5.1) определяется диаметр винта при заданной осевой нагрузке *Fa* :

. (5.2)

Кроме проверки выполнения условия прочности на растяжение, проверяется резьба винта и гайки на срез и смятие. Если винт и гайка выполнены из одинакового материала, то срез резьбы возможен по цилиндрической поверхности винта диаметром *d1.* При выполнении гайки из менее прочного материала срез резьбы возможен по цилиндрической поверхности гайки диаметром *d*. Условия прочности резьбы на срез определяются выражениями:

– для винта:

; (5.3)

– для гайки:

 , (5.4)

где *k* – коэффициент полноты резьбы (для треугольной резьбы *k* = 0,75), *В* – высота гайки.

Условие прочности резьбы на смятие запишется в виде

, (5.5)

где *h* – шаг резьбы, *[*σ*см]* – допускаемое напряжение смятия.

Неравномерность нагружения витков резьбового соединения учитывается снижением допускаемых напряжений среза и смятия. Так, для деталей резьбового соединения, выполненных из углеродистых сталей, принимают [τ]=60 MПа и [σ*см*]= 25...35 МПа.

***Расчет штифтовых соединений.*** Расчет штифтовых соединений состоит в проверке выполнения условий прочности на срез штифта и на смятие соединяемых деталей. Штифт может иметь одну или две плоскости среза. В общем случае условие прочности штифта на срез запишется в виде

, (5.6)

где *Т* – передаваемый крутящий момент, Нм; *n* – число поверхностей среза; *d* – диаметр вала;  *dшт* –диаметр штифта, м; [τ]– допускаемое напряжение среза, МПа. Для штифтов, изготовленных из углеродистых сталей, [τ]= =35...75МПа (меньшие значения принимают при нагрузке с толчками и ударами).

При тонкой ступице зубчатого колеса штифтовое соединение проверяют на смятие материала ступицы. Условие прочности на смятие запишется

, (5.7)

где *D* – внешний диаметр ступицы зубчатого колеса, м; *(D-d)dшт* – условная площадь смятия, м2; [σ*см*] – допускаемое напряжение смятия.

При расчете конических штифтов за диаметр штифта принимают среднее арифметическое значение большего *d1* и меньшего *d2* диаметров, т.е. *dшт= (d1+d2)/2.*

Для обеспечения равной прочности вала и штифта рекомендуется следующее соотношение между диаметрами штифта и вала: *dшт=*(0,25...0,33)*d.*

***Расчет шпоночных соединений.*** При проектировании шпоночного соединения в зависимости от диаметра вала *d* по таблицам для заданного типа шпонки назначают размеры поперечного сечения, после чего производят проверочный расчет. Призматическая и сегментная шпонки чаще всего выходят из строя из-за смятия рабочих поверхностей или среза, поэтому проверочный расчет шпонок на прочность состоит в расчете на смятие боковых поверхностей и на срез по следующим формулам:

– на смятие для призматической шпонки (рис.5.4,*а*)

; (5.8)

– на смятие для сегментной шпонки (рис.5.4,*б*)

; (5.9)

– на срез для обоих видов шпонок

 , (5.10)

где *Т* – передаваемый крутящий момент; *d* – диаметр вала;  *l*, *b*, *h* – длина, ширина и высота шпонки;  *lр* – рабочая длина шпонки; *t* – меньшая часть высоты шпонки, контактирующая со ступицей колеса.

*5.3 Расчет неразъемных* *соединений*

***Расчет заклепочных соединений.*** При расчетах неразъемных заклепочных соединений (рис.5.7) проводят:

– проверочные расчеты заклепок и соединяемых деталей на прочность;

– определение диаметра и необходимого количества заклепок исходя из условия равнопрочности соединения.

В первом случае для выбранных материала, формы, размеров и количества заклепок по нижеприведенным формулам определяют напряжения среза (5.11) и смятия (5.12) и сравнивают их с предельно допускаемыми значениями:

; (5.11)

# ***F***

# ***F***

*s2*

*s1*

*d*

Рис. 5.7

, (5.12)

где *F* – сила, сдвигающая соединяемые детали; *k* – число плоскостей среза у заклепки; *z* – число заклепок; [σ*см*]– меньшее из значений допускаемых напряжений смятия для материала детали и заклепки; *s* – меньшая толщина соединяемых деталей; [*τ*] – допускаемое напряжение среза для материала заклепки.

Рассмотрим второй случай расчета заклепочного шва. Из формул (5.11) и (5.12) получим выражение для определения диаметра заклепки

 . (5.13)

Полученное значение округляется до ближайшего большего значения из стандартного ряда диаметров заклепок.

Число заклепок *z* определяется из условий прочности на срез (5.11) и на смятие (5.12):

,  . (5.14)

Из двух значений *z* выбирают большее.

***Расчет сварных соединений*.** При расчетах на прочность нагруженных сварных соединений учитывается вид соединения, технология его получения и характер нагрузки. В зависимости от вида сварного соединения расчет шва производится исходя из условия прочности на растяжение или сжатие (стыковые швы) либо на срез (угловые швы). Расчет на растяжение (сжатие) ведется по сечению соединяемых деталей без учета утолщения шва. Угловые швы рассчитываются по опасному сечению, содержащему биссектрису прямого угла (рис.5.8). Если *k* – катет углового шва, то расчетная толщина шва будет равна *k sin 450 ≈ 0,7k*.

*450*

*0,7k*

*k*

Рис.5.8

При расчетах сварных соединений допускаемые напряжения принимают пониженными. Величина понижающего коэффициента зависит от способа сварки, характера действующих нагрузок (статические или переменные).

***Расчет клеевых соединений.*** При расчете клеевого соединения производится определение напряжений, возникающих в соединении при работе на отрыв или сдвиг (в зависимости от его вида), и сравнении их с допускаемыми напряжениями.

***Глава шестая*  Муфты**

*6.1 Назначение и классификация муфт*

Муфты предназначены для соединения концов двух валов и передачи между ними крутящего момента без изменения его значения и направления. Кроме передачи крутящего момента муфты могут выполнять и дополнительные функции:

а) компенсировать погрешности расположения геометрических осей валов в виде несоосности, перекоса осей, осевого смещения;

б) демпфировать динамические нагрузки, возникающие при передаче движения с одного вала на другой;

в) предохранять механизмы от непредвиденных перегрузок и др.

Большинство муфт, применяемых в приборостроении, стандартизировано. Их выбирают по таблицам стандартов с учетом номинального передаваемого момента, посадочных размеров отверстий, частоты вращения, габаритных размеров, массы, значения смещений и др.

При проектировании новых муфт конструктивные размеры элементов муфты определяют расчетным путем.

По характеру соединения валов муфты подразделяются на *неуправляемые* (жесткие и компенсирующие) и *управляемые.* При соединении с помощью жестких неуправляемых муфт требуется точное совмещение осей валов. Компенсирующие неуправляемые муфты позволяют соединять валы с небольшими относительными смещениями и перекосами геометрических осей, вызываемых неточностью изготовления и сборки, а также упругими деформациями валов. Управляемые муфты обеспечивают принудительное или автоматическое соединение и рассоединение ведущего и ведомого валов в процессе работы.

*6.2 Муфты для постоянного соединения деталей*

***Втулочные муфты*.** Наиболее простыми по конструкции из жестких муфт являются втулочные муфты (рис.6.1). Применяют их при относительно небольших нагрузках на валах и невысоких скоростях. Втулочные муфты стандартизированы (ГОСТ 24246-80). Втулка муфты закрепляется на валу посредством штифтов, установленных под углом 90о друг к другу или шпонок.

*dшт*

*d*

*a*

*l*

# *L*

*D*

Рис. 6.1

При необходимости разработки индивидуальной конструкции втулочной муфты ее размеры назначаются в зависимости от диаметра вала: *D =1,5d; L = =(2,25...3)d; l = (1...1,5)d; a = 0,75d; dшт = 0,3d*, а затем уточняются расчетом. Втулку рассчитывают на кручение, штифты и шпонки – на срез и смятие .

*l*

*t*

Рис. 6.2

*d*

***Расширительная муфта.*** Наиболее простой из компенсирующих муфт является расширительная муфта (рис.6.2), которая допускает осевое смещение, но требует строгой соосности. Муфты этого типа применяются при незначительных нагрузках и сравнительно малых скоростях вращения. Размеры муфты назначают в

зависимости от диаметра вала: *l=d; t=0,3d.*

***Поводковые муфты****.* Эти муфты применяют при диаметрах валов 4...12 мм, они обеспечивают компенсацию незначительных осевых, радиальных (до 0,5 мм) и угловых смещений соединяемых валов. По конструкции поводковые муфты разнообразны. На рис.6.3 приведена одноповодковая муфта, состоящая из двух дисков 1, 2 со ступицами (полумуфт), закрепленных на валах 3, 4. Передача движения от одного вала к другому осуществляется с помощью поводка 5, запрессованного в одну полумуфту и свободно перемещающегося в радиальном пазу другой полумуфты. Для валов с диаметрами больше указанных могут применяться двухповодковые муфты. Коэффициент полезного действия поводковой муфты при передаваемом моменте 10...50 Н∙мм составляет 0,95.

***Крестовые муфты.*** Эти муфты используются для соединения валов диаметром *d* = 4...18 мм при частотах вращения до 300 об/мин. Допускают радиальные смещения валов до 0,04*d* и угловые перекосы до 1о. Крестовая муфта состоит из трех частей (рис.6.4): полумуфт 1, 3 и промежуточного диска 2 с кулачками, расположенными крестообразно и входящими в соответствующие радиальные пазы в полумуфтах. Полумуфты крепятся на валах с помощью штифтов, а средний диск (крестовина) должен свободно перемещаться в пазах полумуфт.

Рис. 6.3

1

2

3

4

5

Недостатком поводковых и крестовых муфт является износ трущихся поверхностей, что приводит к увеличению мертвого хода. Для исключения погрешности мертвого хода в конструкции муфт предусматривают специальные пружинные прижимы.

Большую группу компенсирующих муфт составляют *упругие* муфты, которые благодаря наличию упругих элементов обеспечивают демпфирование колебаний в приводе при пусках и реверсах механизма, амортизируют динамические нагрузки. Из упругих муфт в приборостроении применяют *мембранные, пружинные* и *эластичные* муфты.

3

2

2

1

Рис. 6.4

*6.3 Управляемые муфты*

***Управляемые муфты*** могут быть следующих типов: включения (сцепные), предохранительные, свободного хода и др.

Наиболее широко представлены муфты включения, осуществляющие передачу движения от ведущего вала к ведомому по команде управляющего органа. Управление может быть механическое, электрическое и др. К муфтам с электрическим управлением относятся *электромагнитные муфты*, широко используемые в следящих системах автоматики, системах настройки и т.п. Основным достоинством электромагнитных муфт является их высокое быстродействие.

В качестве *управляемых* муфт в приборостроении также применяют *фрикционные* и *порошковые* муфты.

***Фрикционные муфты*** используют для плавного сцепления и расцепления валов (муфты включения), а также в качестве предохранительных устройств (предохранительные муфты), ограничивающих нагрузки на ведомые звенья. Передача движения во фрикционных муфтах осуществляется за счет сил трения, возникающих в зоне контакта ведущего и ведомого звеньев муфты, прижатие которых с заданным усилием обеспечивается упругими элементами (механическое управление) либо электромагнитами (электрическое управление). Электромагнитные фрикционные муфты получили наибольшее распространение при мощностях до 250 Вт и частотах вращения до 10 000 об/мин. Время их срабатывания составляет 0,01...0,2 с.

3

1

2

Рис. 6.5

Более высоким быстродействием обладают фрикционные муфты с пьезоэлектрическим управлением (рис.6.5). Их действие основано на изменении под действием постоянного напряжения размеров пьезокерамического элемента 1, расположенного в зазоре между полумуфтами 2 и 3. При подаче напряжения на элемент происходит увеличение его размеров (наружного диаметра), что ведет к фрикционному сцеплению полумуфт.

***Порошковые муфты*** применяют в качестве управляемых сцепных муфт. Они отличаются высоким быстродействием: время срабатывания составляет 0,05...0,005с. Работа порошковой муфты, схема которой представлена на рис.6.6, основана на зависимости вязкости частиц магнитного порошка 3, которым заполнено пространство между ведущим и ведомым звеньями (полумуфтами 1, 4), от интенсивности магнитного поля, возникающего при пропускании тока через обмотку 2. В качестве магнитного порошка используют карбонильное железо или кобальт-никелевую смесь. Размер частиц от 2 до 15 мкм.

2

Рис. 6.6

1

3

4

В связи с отсутствием в порошковых муфтах узлов трения, срок их службы выше, чем управляемых фрикционных муфт.

По способу подведения тока к обмотке управления порошковые муфты подразделяются на *контактные* – питание подается на вращающуюся обмотку с помощью контактных токосъемников, и *бесконтактные* – муфты с неподвижным электромагнитом. Порошковые бесконтактные муфты нормализованы. В табл. 3.2 приведены характеристики некоторых бесконтактных порошковых муфт.

Таблица 6.1

Характеристики порошковых бесконтактных муфт

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Тип муфты | | | | | |
| параметра | БПМ-0,5М | БПМ-1М | БПМ-2М | БПМ-5М | БПМ-10М | БПМ-20М | |
| Максимальный крутящий момент, Нмм | 50 | 110 | 300 | 600 | 1000 | 2500 | |
| Максимальная частота вращения, об/мин | 1000 | 1000 | 2000 | 2000 | 2000 | 2000 | |
| Момент трения ведомой полумуфты, Нмм | 12 | 15 | 30 | 30 | 40 | 50 | |
| Время срабатывания, с | 0,013 | 0,015 | 0,015 | 0,020 | 0,030 | 0,040 | |

***Глава седьмая* Фиксаторы, ограничители и несущие конструкции приборов**

*7.1 Фиксаторы и ограничители движения*

*Фиксаторы* применяют для точной установки и удержания одной детали относительно другой. Их выполняют с жесткой и упругой фиксацией. Последние менее надежны, но обеспечивают большее быстродействие.

Жесткая фиксация может быть обеспечена с помощью перемещаемого в осевом направлении стержня, который своем концом заходит в отверстие, выполненное в другой детали, и обеспечивает их относительную неподвижность.

В качестве примера упругой фиксации может служить то же устройство, только в нем вместо стержня используется шарик, диаметр которого несколько больше отверстия. Положение шарика в отверстии фиксируется пружиной. При смещении деталей под действием некоторого усилия шарик выходит из отверстия и не препятствует дальнейшему смещению деталей.

Ограничители движения служат для ограничения смещения деталей в заданных пределах.

*7.2 Корпуса приборов*

По функциональному назначению корпуса делят на *несущие* и *корпуса–кожухи*. Несущие корпуса служат для установки подвижных и неподвижных узлов и деталей механизма и должны обеспечивать их требуемое взаимное положение. К таким узлам можно отнести: опоры трения скольжения и качения, двигатели, контактные устройства, муфты, кнопки и ручки управления, шкалы и др.

Корпуса–кожухи служат не только для размещения и крепления в них узлов и деталей механизмов, но и для защиты их от механических повреждений и попадания влаги и пыли. В отдельных случаях корпуса–кожухи должны обеспечивать герметичность.

Несущие корпуса по конструктивным признакам классифицируются на *цельные*, *разъемные*, *сборные*, *одно*- и *двухплатные*.

*Цельные корпуса* имеют форму открытых коробок. Они обладают высокой прочностью и жесткостью, хорошо защищают детали и узлы от внешних воздействий. Их конструкция предусматривает монтажные отверстия, которые закрываются крышками. Недостатком цельных корпусов является ограниченная возможность предварительной сборки узлов, которые по своим габаритным размерам превышают размеры технологических отверстий корпуса, а также сложность и неудобство сборки из-за ограничения внутрикорпусного пространства.

*Разъемные корпуса* имеют форму закрытых коробок и состоят обычно из двух частей, плоскость разъема которых или совпадает с плоскостью расположения осей валов, или располагается перпендикулярно осям валов. Разъемные корпуса, обладая теми же достоинствами, что и цельные, допускают поузловую сборку механизма. Центрирование двух частей корпуса обеспечивается направляющими штифтами. Для обеспечения точности расположения валов отверстия под подшипники обрабатываются одновременно для собранных совместно двух частей корпуса.

*Сборные корпуса* имеют коробчатую форму и состоят из пластин, угольников и крышек, соединенных винтами, штифтами. Эти корпуса имеют достаточную прочность и жесткость, однако из-за большой трудоемкости изготовления используются при единичном производстве.

*Одноплатные корпуса* имеют форму плоской пластины или пластины с ребрами жесткости и необходимыми приливами. Возможны две схемы расположения валов: перпендикулярно поверхности пластины и параллельно. При перпендикулярном расположении валов относительно поверхности пластины их крепление осуществляется в специальных стаканов, выполняемых в приливах, или присоединяющихся с помощью фланцев и винтов к пластине. Параллельное поверхности пластины расположение валов также требует дополнительных устройств крепления.

*Двухплатные корпуса* включают две параллельные платы (пластины), соединенные распорными колонками и винтами.

Корпуса в зависимости от технологии изготовления делят на *литые*, *прессованные*, *штампованные*, *сварные* и *механически обработанные*.

Материалами *литых корпусов* являются алюминиевые, магниевые, цинковые и медные сплавы. В качестве материала литых корпусов используются также пластмассы.

*Прессованные корпуса* изготавливают из пластмасс. Такие корпуса отличаются малой стоимостью и массой, имеют высокие электроизоляционные, демпфирующие и антикоррозионные свойства.

*Штампованные корпуса* выполняют с помощью гибки, вытяжки и вырубки из полосовых тонколистовых заготовок. В качестве материала применяют малоуглеродистые стали 08, 10, 15, деформируемые сплавы алюминия Д1, Д16.

*Сварные корпуса* изготавливают при мелкосерийном и единичном производстве. Их выполняют из металлопроката (листов, полос, уголков, профилей). Корпус после сварки подвергают отжигу для снятия внутренних напряжений. После отжига производится механическая обработка плоскостей и отверстий.

*Механически обработанные корпуса,* имеющие форму тела вращения, призмы могут изготавливаться обработкой исходной заготовки.

*Корпуса–кожухи* по степени защиты от воздействия окружающей среды классифицируют как обыкновенные защитные, пыленепроницаемые, брызгонепроницаемые и взрывобезопасные.

***Глава восьмая* Точность механизмов**

Одним из основных требований, предъявляемых к механизмам, является воспроизведение с определенной степенью точности заданного закона движения исполнительного звена. Точность реального механизма оценивается по степени совпадения положений и перемещений его звеньев с положениями и перемещениями соответствующих звеньев теоретического (расчетного) механизма. На степень совпадения положений и перемещений звеньев двух механизмов влияют как выбранная для реализации заданного закона движения схема механизма, так и отклонения размеров, формы деталей и расположения кинематических пар.

Задача обеспечения максимальной точности механизмов решается сочетанием ряда мероприятий, связанных с конструированием механизма, технологией изготовления и организацией производства. Основой современного серийного и массового производства во всех отраслях приборо- и машиностроения является *взаимозаменяемость* деталей и узлов механизмов и других элементов конструкций.

*Взаимозаменяемость* означает возможность сборки (а также замены при ремонте) сопрягаемых деталей в узел или узлов в прибор при соблюдении требований качества, надежности и экономичности данного узла или прибора в целом.

Взаимозаменяемость дает возможность значительно повысить производительность сборки и удешевить производство изделий. Кроме того, взаимозаменяемость ведет к упрощению и ускорению ремонтных работ.

Основными условиями взаимозаменяемости являются:

а) выполнение чертежей изделий и их деталей в соответствии с требованиями ЕСКД;

б) окончательное изготовление деталей в производственных цехах до поступления их на сборку;

в) выполнение размеров и других параметров деталей в соответствии с указанными на чертежах предельными отклонениями и техническими условиями;

г) соблюдение требований стандартов и нормалей.

*8.1. Ошибки механизмов*

При изучении структуры, кинематики и динамики механизмов предполагают, что размеры и форма звеньев механизмов являются абсолютно точными и такими они остаются в течение всего срока эксплуатации. В действительности на работу механизма влияют неизбежные погрешности изготовления звеньев и сборки механизма, изменения условий его работы и длительность эксплуатации.

В общем случае можно выделить четыре группы факторов, вызывающих отклонения законов движения реальных механизмов от законов движения теоретических (расчетных) механизмов. Это следующие группы факторов:

− *технологические*;

− *схематические*;

− *эксплуатационные*;

− *температурные*.

*Технологические факторы****.*** Эти факторы приводят к погрешностям на этапе производства механизма вследствие ограниченной точности изготовления его деталей и сборки. Причинами ограниченной точности изготовления деталей и сборки механизма являются неточности станка, погрешности геометрии инструмента, деформации системы станок – приспособление – инструмент – деталь, неоднородность материала детали, ошибки взаимного расположения осей звеньев и поверхностей и т.д.

*Схематические факторы* вызывают погрешности механизмов в тех случаях, когда применяют схему механизма, позволяющую лишь приближенно реализовать требуемый закон движения ведомого звена. Эти погрешности еще называют *ошибкой схемы*.

*Эксплуатационные факторы* вызывают погрешности во время работы механизма. К этим факторам следует отнести смещение деталей в зазорах, износ, силовые деформации деталей.

*Температурные факторы****.*** Причиной появления этих факторов является изменение температурных режимов работы механизма, что приводит к изменению линейных размеров деталей, характера их сопряжения, механических свойств материалов, вязкости смазки и т.д.

Перечисленные факторы приводят к изменению формы и размеров звеньев кинематических пар, к смещению центров кинематических пар относительно их идеального положения в механизме. Погрешности механизма, вызванные действием указанных факторов, называют *первичными ошибками*. Первичные ошибки производственного характера играют главную роль в неточности работы механизма.

Первичные ошибки можно разделить на ошибки *скалярные* и *векторные*. Если скалярная ошибка полностью определяется одной величиной (например, ошибка размера), то для определения векторной ошибки необходимо знать две составляющие: модуль и направление (например, ошибка эксцентриситета, перекоса в звене или паре). Первичные ошибки могут быть также классифицированы по закономерности их появления: *ошибки* *систематические*, *случайные* и *грубые*.

Погрешности механизмов, обусловленные наличием первичных ошибок, классифицируются на *ошибки положения* и *ошибки перемещения*. Положение ведомого звена механизма определяется *функцией положения* *S*, изменяемой во времени и зависящей, в общем случае, от ряда параметров, характеризующих механизм. Так, для кривошипно–ползунного механизма (рис.8.1) положение ползуна определяется функцией положения *S,* зависящей от длин *r* и *l* звеньев и от угла *ϕ*, являющегося функцией времени.

*Ошибкой положения* механизма называется разница в положениях ведомых звеньев действительного и теоретического механизмов при одном и том же положении ведущих звеньев. На рис.5.1 показана ошибка положения *ΔS* кривошипно–ползунного механизма, возникшая из-за погрешностей *Δr* и *Δl* в длинах соответственно кривошипа *ОА′*  и шатуна *АВ′*. Положение ведущих звеньев действительного и теоретического механизмов одинаково и определяется углом *ϕ.*

*ϕ*

*O*

*ΔS*

*S*

*S′*

*l+Δl*

*l*

*B′*

*B*

*A′*

*A*

*Δr*

*r*

Рис. 8.1

В соответствии с определением ошибка положения *ΔS* для кривошипно–ползунного механизма запишется в виде

*ΔS* = *S′* – *S.* (8.1)

*Ошибкой перемещения* механизма называется разность в перемещениях ведомых звеньев реального и теоретического механизмов при одинаковых перемещениях их ведущих звеньев.

На рис.8.2 показан ранее рассмотренный кривошипно–ползунный механизм с погрешностями звеньев *Δr* и *Δl* (до и послеперемещения из положения 1 в положение 2, характеризуемые углами *ϕ1* и *ϕ2*). Точка *B* теоретического механизма (рис.8.1) перемещается из положения *B1* (рис.8.2) в положение *B2* на величину *Sn*, а точка *B′* действительного механизма – из *B1′* в *B2′* на величину *Sn′*. Тогда в соответствии с определением ошибка перемещения механизма *ΔSn* будет выражаться уравнением

*Sп′*

*Sп*

*B1*

*B2*

*B2′*

*B1′*

*A2*

*A2′*

*A1′*

*A1*

*ϕ2*

*ϕ1*

*O*

Рис. 8.2

*ΔSn= Sn′ - Sn*.. (8.2)

Ошибку перемещения механизма можно также представить как разность ошибок положения механизма при положениях 1 и 2 ведущего звена:

*ΔSп= Sn′ – Sn =* (*S1′ –* *S2′*) – (*S1 – S2*) = (*S1′*– *S1*) *–* (*S2′*– *S2*) *= ΔS1 – ΔS2.* (8.3)

Ошибки положения и перемещения изменяются при движении, т.е. зависят от положения механизма, хотя величины погрешностей звеньев механизма остаются постоянными. Если продифференцировать функцию *ΔS=ΔS(t)* по времени *t*, то получим первую *dΔS/dt* и вторую *d2ΔS/dt2* производные, являющиеся соответственно избыточной скоростью *Δv* и избыточным ускорением *Δa* ведомого звена механизма по сравнению с их теоретическими значениями. Разности между скоростями и ускорениями ведомых звеньев действительного и теоретического механизмов называются *ошибками скорости* и *ускорения механизма*.

При оценке точности зубчатых и червячных передач в зависимости от назначения и конструкции механизма выполняют или расчет *кинематической ошибки* ведомого звена (кинематической погрешности), или расчет *ошибки (погрешности) мертвого хода.*

*Кинематическая ошибка* ведомого звена характеризует точность делительных и отсчетных механизмов приборов с ограниченным углом поворота колес, работающих одной стороной зубьев, т.е. вращающихся в одном направлении.

Для реверсивных механизмов, т.е. механизмов, в которых изменяется направление движения звеньев, выполняется расчет *ошибки мертвого хода*. *Мертвым ходом* механизма называется явление перемещения ведущего звена при неподвижном ведомом. Мертвый ход является следствием наличия зазоров в кинематических парах механизма и упругих деформаций его деталей (*упругий мертвый ход*). Вследствие мертвого хода понижается точность механизма, происходит увеличение динамических нагрузок, появляются вибрации и шумы.

*Ошибкой мертвого хода* механизма называется отставание ведомого звена при изменении направления движения ведущего звена. Она определяется как разность в положениях ведомого звена для прямого и обратного хода механизма при одинаковых положениях ведущего звена.

*8.2 Допуски и посадки*

Точность механизма во многом определяется точностью выполнения размеров деталей, характером и точностью их соединений. Для установления параметров точности изготовления и характера соединений деталей разработаны системы допусков и посадок, применение которых является основным условием обеспечения взаимозаменяемости сопрягаемых деталей. В данном параграфе рассмотрена система допусков и посадок для гладких цилиндрических деталей.

8.2.1 Основные понятия и определения

В соединении двух деталей, входящих одна в другую, различают наружные (охватываемые) и внутренние (охватывающие) поверхности. Эти детали принято называть соответственно *валом* и *отверстием*. Размеры валов и отверстий могут быть как диаметральными, так и линейными.

Основной размер вала (отверстия), определяемый исходя из расчета на прочность или выбираемый по конструктивным соображениям, называется *номинальным размером* (обозначается: *d* – вал, *D* – отверстие).

Размер, общий для вала и отверстия, составляющих соединение, называется *номинальным размером соединения* (*d*)*.*

*d*

*TB*

*es*

*ei*

*dmax*

*dmin*

Рис. 8.3

Размер, полученный в результате непосредственного измерения изготовленной детали, называется *действительным размером* (*dд;*  *Dд*).

Максимальное и минимальное значения размера, между которыми должен находиться действительный размер годной детали, называются соответственно *наибольшим* (*dmax; Dmax*)и *наименьшим* (*dmin; Dmin*) *предельными размерами* (рис. 8.3).

Алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами называется *отклонением*. Началом отсчета отклонений служат номинальные размеры вала и отверстия.

Алгебраическая разность между наибольшим предельным размером и номинальным называется *верхним* *отклонением* (*es* – вала,  *ES* – отверстия).

Алгебраическая разность между наименьшим предельным размером и номинальным называется *нижним отклонением* (*es* – вала, *ES* – отверстия).

Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами, или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями размера, называется *допуском размера* (*ТВ* – вала, *ТА* – отверстия). Допуск характеризует точность изготовления детали: чем он меньше, тем выше точность.

Интервал возможных значений действительного размера, ограниченный предельными размерами, называется *полем допуска.* Поле допуска определяется величиной допуска и его расположением относительно номинального размера.

При графическом изображении поле допуска представляется в виде прямоугольника, расположенного по отношению к нулевой линии (номинальному размеру) так, что его верхняя сторона определяет верхнее отклонение, нижняя – нижнее (рис.8.4). Величины этих отклонений (в микрометрах) проставляют около вершин правых углов прямоугольника. С учетом графического представления поле допуска можно определить *как* *интервал возможных значений отклонений действительного размера.*

При соединении двух деталей (вала и отверстия) в зависимости от их размеров можно получить подвижное либо неподвижное соединение. Если в соединении размер отверстия будет больше размера вала, то мы получим подвижное соединение. В этом случае положительная разность между размерами отверстия и вала называется *зазором* (*S*).

*0*

*d*

*es*

*ei*

Рис.8.4

Если измеренный до соединения деталей размер вала больше размера отверстия, то при их сопряжении мы получим неподвижное соединение деталей. В этом случае положительная разность между действительными размерами вала и отверстия, измеренными до соединения деталей, называется *натягом* (*N*).

Вид соединения деталей, определяемый величиной получающегося в нем зазора или натяга, называется *посадкой*.

Существует три типа посадок: *с зазором, с натягом* и *переходная* посадка (рис.8.5,*а,б,в* соответственно)

*d*

*d*

*d*

*Отв.*

*Вал*

*а)*

*Отв.*

*Вал*

*б)*

*Отв.*

*Вал*

*в)*

Рис. 8.5

Посадкой *с зазором* называется вид соединения деталей, при котором обеспечивается гарантированный зазор. Для обеспечения гарантированного зазора поле допуска отверстия должно находиться над полем допуска вала (рис.8.5,*а*).

Гарантированный натяг в соединении будет обеспечен при посадке *с натягом*. В этом случае поле допуска вала должно находиться над полем допуска отверстия (рис.8.5,*б*).

Если поля допусков вала и отверстия перекрываются (рис.8.5,*в*), то в зависимости от значений их действительных размеров соединение будет либо с зазором (*Dд > dд*), либо с натягом (*dд >* *Dд*). Соединение деталей при перекрывающихся полях допусков вала и отверстия называется *переходной посадкой*.

8.2.2 Определение допусков и назначение посадок

в соответствии со стандартом

Значения допусков и виды соединений деталей регламентируются стандартом ГОСТ 25346-89. Величину допуска в соответствии со стандартом устанавливают в зависимости от номинального размера и условного уровня точности, называемого *квалитетом*. Квалитет – это совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

В соответствии со стандартом весь диапазон номинальных размеров от 1 до 500 мм разбит на отдельные интервалы (например, до 3 мм; свыше 3 мм до 6 мм и т.д.). Для каждого интервала размеров установлено 20 рядов основных допусков (квалитетов), обозначаемых буквами *IT* и цифрой порядкового номера квалитета (*IT01*, *IT0*, *IT1…IT18*). С увеличением порядкового номера квалитета допуски увеличиваются. Допуски для квалитетов *IT5...IT18* могут быть выражены формулой *IT = ai*, где *а* – число единиц допуска, постоянное для каждого квалитета; *i* – единица допуска, характеризующая закон изменения допуска от величины размера. Для размеров до 500 мм единица допуска определяется выражением

, (8.4)

где  – среднегеометрический размер основного интервала диаметров, мм.

Числа единиц допусков *а,* начиная с *IT6*, образуют геометрическую прогрессию со знаменателем .

Допуски квалитетов *IT01...IT7* назначают для размеров калибров и подобных средств линейных измерений. В приборостроении при выполнении точных размеров назначают допуски, соответствующие квалитетам *IT3...IT12.* Допуски на свободные размеры, а также на размеры менее точных соединений соответствуют квалитетам *IT12...IT18*.

В зависимости от расположения поля допуска по отношению к номинальному размеру ГОСТом предусмотрено по 28 рядов (типов) отклонений для валов и отверстий. Каждое отклонение обозначается латинской буквой – малой, если отклонение относится к валу, и большой, – если к отверстию (рис.8.6).

*a*

*b*

*cd*

*d*

*c*

*e*

*ef*

*f*

*fg*

*g*

*j*

*n*

*p*

*r*

*s*

*v*

*x*

*y*

*za*

*zc*

*h*

*А*

*В*

*С*

*СD*

*D*

*N*

*P*

*R*

*S*

*T*

*U*

*V*

*X*

*ZA*

*EF*

*E*

*F*

*FG*

*G*

*H*

*J*

*JS*

*K*

*M*

*Y*

*Z*

*ZD*

*ZC*

*js*

*k*

*m*

*t*

*u*

*z*

*zb*

*Нулевая линия*

*Нулевая линия*

*Положит.*

*откл.*

*Положит.*

*откл.*

*Отриц.*

*откл.*

*Отриц.*

*откл.*

*D*

*d*

Рис. 8.6

***Отверстия***

***Валы***

Выбирая отверстия и валы с соответствующим расположением полей допусков, можно получать различные виды соединений деталей. Например, при соединении отверстия *D* с валом *f,* имеющих одинаковый номинальный размер, получим посадку с зазором. Однако любую посадку можно получить, изменяя положение поля допуска относительно номинального размера только одной из сопрягаемых деталей, оставляя постоянным положение поля допуска другой детали, называемой в этом случае *основной.* Совокупность посадок, при выборе которых основной деталью является отверстие, называется *системой отверстия*. Если основной деталью является вал, то такая совокупность посадок называется *системой вала*.

В качестве основных ГОСТ рекомендует выбирать отверстие (*система отверстия*) или вал (*система вала*) с примыкающими к номинальному размеру полями допусков, которые обозначаются соответственно *H* и *h*. Тогда при сопряжении с основным отверстием *H* валов с полями допусков:

– от *а* до *h* будут получены посадки с зазором;

– *j, k, m, n* – переходные посадки;

– от *p* до *zc* – посадки с натягом.

Такие же посадки, но только в системе основного вала, будут получены при сопряжении вала с полем допуска *h* с аналогичными отверстиями, которые обозначаются большими буквами латинского алфавита (*А, В, С ...*).

Стандарт не отдает предпочтение ни системе основного вала, ни системе основного отверстия. Однако технологически проще обрабатывать вал, чем отверстие. Поэтому на практике предпочтение отдается системе основного отверстия, когда требуемый вид посадки достигается за счет изменения размера вала.

***Обозначение допусков и посадок на чертежах.*** При обозначении допуска размера детали указывают численное значение этого размера, за которым следует условное обозначение допуска в виде обозначения поля допуска и квалитета. Например, 24*Js*7*,* 17*k*6и т.п. Если обозначается размер и поле допуска цилиндрической детали, то перед размером ставится знак ∅, например, ∅10*g*6, ∅5*H*7.

Допускается указание на чертежах кроме условного обозначения допуска размера также численные значения его предельных отклонений, например,

 ∅; ; ∅.

Допуски на свободные размеры оговариваются в технических требованиях, записываемых на поле чертежа детали.

В обозначение посадки входит номинальный размер, общий для соединяемых отверстий и вала, за которым следует обозначение полей допусков отверстия и вала, начиная с отверстия, например, ∅10*H*7*/g*6*,* ∅, ∅10*H*7*-g*6*.*

Из всех возможных полей допусков размеров стандартом устанавливаются предпочтительные поля допусков. Рекомендации по выбору полей допусков для типовых соединений деталей приведены в табл.8.1.

При назначении допусков на размеры деталей необходимо учитывать, что с повышением точности увеличивается стоимость изделий. Поэтому при проектировании назначают такую наименьшую точность, которая обеспечит надежную работоспособность механизма и его отдельных сопряжений и не вызовет излишнего усложнения технологии обработки деталей.

Таблица 8.1

Рекомендуемые посадки для типовых соединений деталей

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Характер | Рекомендуемые посадки | |
| соединения | система отверстия | система вала |
|  | С зазором | |
| Медленные перемещения и повороты деталей для установки, регулировки, центрирования и т.п.: |  |  |
| точные | *H7/h6, H7/g6,*  *H8/h8, H8/h7* | *H7/h6, H8/h8* |
| грубые | *H11/h11* | *H11/h11* |
| Вращение валов в опорах скольжения со смазкой. Cоединения, в которых требуется относительно большой зазор: | *H7/f7, H8/e8,*  *H8/d9, H9/d9,*  *H11/d11, H 7/e8* | *F8/h6, F9/h8* |
|  | Переходные | |
| Неподвижные соединения с применением фиксирующих устройств, разбираемые для осмотра, ремонта и замены деталей и т.п.: | *H7/js6,*  *H7/k6,*  *H7/n6* | *Js7/h6,*  *K7/h6,*  *N7/h6* |
|  | С натягом | |
| Неподвижные соединения, не подлежащие разъему: | *H7/p6, H7/r6, H7/s6* | *P7/h6* |

В приборостроении для ответственных соединений, к которым предъявляются высокие требования в отношении определенности характера посадок и взаимозаменяемости деталей, применяют 6 и 7 квалитеты. При необходимости получить особо высокую точность применяют 5 и ниже квалитеты. Квалитеты 8-й и 9-й применяются при несколько пониженных требованиях к определенности посадок, при достаточно высоких требованиях к взаимозаменяемости деталей. Для соединений, допускающих большую величину и колебание зазоров, применяют 10-й и 11-й квалитеты. Квалитеты 12–18-й применяются для свободных размеров, для которых допуски на чертежах не проставляются, а оговариваются в технических требованиях.

*8.3 Посадки подшипников качения*

Для соединения подшипников качения с валами и корпусами разработана специальная система допусков и посадок, которая имеет ряд особенностей:

1 Так как кольца подшипника на этапе сборки устройства не обрабатываются, то подшипник является основной деталью при сопряжении как с отверстием в корпусе (*система основного вала*), так и при сопряжении с валом (*система основного отверстия*).

2 Величины допусков на посадочные размеры подшипников (диаметр *D* наружного кольца и диаметр *d* внутреннего кольца) зависят от интервала размеров и класса точности подшипников и не зависят от вида его сопряжения с валом или отверстием в корпусе.

*TD*

*H7*

*Js7*

*0*

*K7*

*M7*

*N7*

*n7*

*Td*

*k7*

*m7*

*js7*

*0*

*h7*

*D*

*d*

Рис. 8.7

3 Поле допуска наружного диаметра *D* подшипника направлено в тело наружного кольца, а внутреннего диаметра *d* – в отверстие, т.е. в обоих случаях поля допусков расположены ниже нулевой линии в области отрицательных значений отклонений размеров.

На рис.8.7 показано расположение рекомендуемых стандартом полей допусков размера отверстия корпуса (*N, M, K, Js, H*) и размера вала (*n, m, k, js, h*). Как видно из рисунка, преимущественной посадкой подшипника в отверстие корпуса является переходная посадка, а на вал – посадка с небольшим натягом. Причем расположение поля допуска внутреннего кольца в «минус» позволяет, используя для валов поля допусков переходных посадок (*n, m, k, js*), получать посадки с гарантированным натягом (первые две применяют при действии на опоры больших сил). Чем выше частота вращения и точность подшипника, тем меньше выбирается натяг.

Величины допусков размеров вала и отверстия назначаются в зависимости от класса точности подшипника: чем выше точность подшипника, тем меньше допуск. Для подшипников 0-го и 6-го классов точности стандарт рекомендует посадочные поверхности валов обрабатывать по *IT*6, а отверстий – по *IT*7; для подшипников 5-го и 4-го классов точности – соответственно *IT*5 и *IT*6, а для подшипников 2-го класса – *IT*4 и *IT*5.

*8.4 Точность изготовления и виды сопряжений зубчатых колес*

Показатели точности цилиндрических зубчатых передач с модулем зацепления 0,1 Ј *m* < 1,0 мм устанавливаются стандартом ГОСТ 9178–81.

В соответствии со стандартом все зубчатые колеса по точности изготовления разделены на 12 степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами от 1 до 12. Параметры точности 3–5-й степеней предназначены главным образом для измерительных колес, в зацеплении с которыми контролируются зубчатые колеса. Наиболее широко распространенными являются колеса 6–9-й степеней точности.

Для каждой степени точности стандарт устанавливает три нормы точности:

*– норма кинематической точности;*

*– норма плавности работы;*

*– норма контакта зубьев.*

*Норма кинематической точности* характеризует согласованность поворота зубчатого колеса с поворотом находящегося с ним в зацеплении контрольного колеса. Для зубчатого колеса норма кинематической точности определяется как максимальная погрешность *Fir'* угла поворота в пределах полного оборота колеса (рис.8.8). Кинематическая точность важна для зубчатых передач точных кинематических цепей, отсчетных и делительных механизмов.

*кинематическая погрешность*

*один оборот колеса*

*F'*

*ir*

*f*

*ir*

Рис. 8.8

*Норма плавности работы* характеризует равномерность хода колеса. Она регламентирует циклические погрешности, многократно повторяющиеся за один оборот колеса. Показателем плавности работы колеса является местная кинематическая погрешность *fir* (рис.8.8). Значение нормы плавности работы имеет особое значение для точных отсчетных и делительных устройств, высокоскоростных передач, механизмов с высокими требованиями плавности перемещений.

*Норма контакта зубьев* определяет величину и расположение области прилегания боковых поверхностей зубьев сопряженных колес по длине и высоте зуба в процентах (рис.8.9):

; , (8.5)



Рис. 8.9

где *a, hm* – соответственно ширина и высота пятна контакта на боковой поверхности зуба; *b* – ширина зуба;  *hp* – высота активной боковой поверхности зуба. Эта норма имеет существенное значение для тяжелонагруженных передач. Для малонагруженных передач приборных устройств норма контакта зубьев не имеет существенного значения и чаще всего не контролируется.

Все три нормы точности являются независимыми одна от другой. Одно и то же зубчатое колесо может иметь нормы точности, соответствующие различным степеням точности.



Рис. 8.10

Независимо от точности изготовления зубчатых колес стандарт устанавливает для мелкомодульных передач (*m*<1мм) пять видов сопряжений колес. Виды сопряжений обозначаются буквами *H, G, F, E,* *D* и каждый из них определяет величину минимального гарантированного бокового зазора *jmin* в зацеплении пары зубчатых колес (рис.8.10). Гарантированный боковой зазор исключает возможность заклинивания передачи при нагреве, а также обеспечивает условия смазки зубьев.

Значение максимального бокового зазора зависит от величины допуска *Tjn* на боковой зазор. Стандарт устанавливает четыре вида допусков на боковой зазор – *h, g, f, e.* Обозначения видов сопряжений и допусков даны в порядке возрастания величины бокового зазора и допуска на него.

На рис. 8.10 показано расположение полей допусков боковых зазоров, значение которых *Tjn*. Каждому виду сопряжения *H, G, F* соответствует один вид допуска на боковой зазор, соответственно *h, g, f.* Для видов сопряжения *E* и *D* устанавливается один вид допуска – *e*.

Точность изготовления цилиндрических зубчатых колес и передач задается степенью точности, а требования к боковому зазору – видом сопряжения по нормам бокового зазора и его допуском.

Пример условного обозначения точности передач с нерегулируемым расположением осей, со степенью точности 7 по всем трем нормам, с видом сопряжения колес *G* и соответствием между видом сопряжения и допуском на боковой зазор: 7-*G* ГОСТ9178–81.

При комбинировании норм разных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор, точность зубчатых колес и передач обозначается следующим образом: 6-7-7-*Gf* ГОСТ9178–81.

*8.5 Шероховатость поверхностей деталей*

Микрорельеф поверхности детали представляет собой чередующиеся микровыступы и микровпадины, величина и периодичность которых зависит от материала детали, способа изготовления, режимов обработки, инструмента и других факторов. В зависимости от соотношения шага *S* неровностей и их величины *H* погрешность поверхности принято называть *волнистостью* (*S/H>*50) или *шероховатостью* (*S/H<* 50)*.*

Для оценки шероховатости поверхности разработан ГОСТ 2789–73 «Шероховатость поверхностей. Параметры и характеристики». В соответствии со стандартом численные значения параметров, характеризующих шероховатость поверхности, определяются в пределах *базовой длины* *l.* Таких параметров установлено шесть: три *высотных* и три вдоль *средней линии* *m* профиля в нормальном сечении поверхности (рис. 8.11). Средняя линия *m* профиля – это линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины *l* среднее квадратичноеотклонение профиля по этой линии минимально.

Главными параметрами шероховатости поверхности являются высотные, к которым относятся:

*Ra –* среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля *yi* от его средней линии *m* в пределах базовой длины *l*, равное

; (8.6)

*Rz –* высота неровностей профиля по десяти точкам, определяемая как сумма средних арифметических абсолютных отклонений точек пяти наибольших выступов *Hi max*  и пяти наибольших впадин *Hi min* профиля на базовой длине *l*, определяемая по формуле

; (8.7)

*Rmax –* наибольшая высота неровностей профиля, равная расстоянию между *линией выступов* и *линией впадин*, которые проведены на уровне наибольших отклонений профиля в пределах базовой длины *l* (рис.8.11)*.*

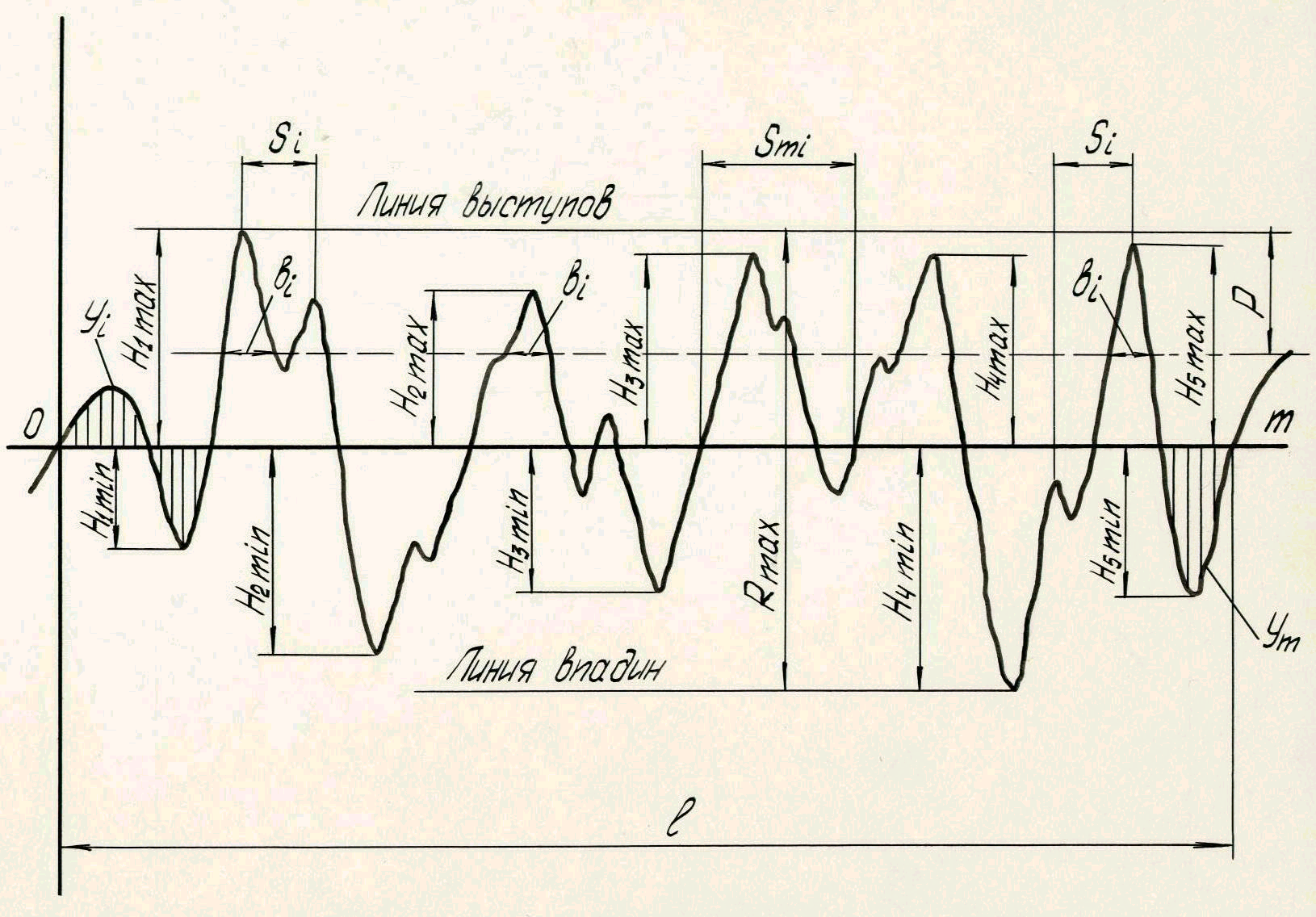


Рис. 8.11

Выбор параметров для нормирования шероховатости должен производиться с учетом назначения и эксплуатационных свойств поверхности. Предпочтительно нормировать параметр *Ra* , который более точно, по сравнению с *Rz* и *Rmax* , отражает отклонения профиля, поскольку определяется по значительному числу точек.

Для всех параметров стандартом установлены числовые ряды значений.

Наиболее характерные для приборостроения значения в мкм, которые могут принимать параметры *Ra, Rz* и *Rmax* ,приведены ниже

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 100 | 80 | 63 | 50 | 40 | 32 | 25 | 20 | 16 | 12,5 |
| 10 | 8 | 6,3 | 5 | 4 | 3,2 | 2,5 | 2 | 1,6 | 1,25 |
| 1 | 0,8 | 0,63 | 0,5 | 0,4 | 0,32 | 0,25 | 0,2 | 0,16 | 0,125 |
| 0,1 | 0,08 | 0,063 | 0,05 | 0,04 | 0,032 | 0,025 | 0,02 | 0,016 | 0,012 |

Данные о достижимой шероховатости поверхности при различных видах ее обработки приведены в табл.8.2.

Структуру обозначения на чертежах шероховатости поверхностей деталей устанавливает ГОСТ 2.309–73 с изменениями от 01.07.2004 года. В соответствии со стандартом для обозначения шероховатости используют один из трех условных знаков (рис.8.12,*б*). Выбор знака зависит от способа обработки поверхности:

– знак I применяют для обозначения шероховатости поверхности, вид обработки которой не устанавливается;

– знак II служит для обозначения шероховатости поверхности, которая должна быть получена удалением материала, например, точением, фрезерованием, травлением и т.п.;

Таблица 8.2

Шероховатость поверхности *Ra* при различных видах обработки, мкм

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | Поверхности | | |
| Вид обработки | наружного | внутреннего | плоские |
|  | вращения | вращения |  |
| **Точение:** |  |  |  |
| черновое | 12,5 - 5,0 | 12,5 - 6,3 | 12,5 - 6,3 |
| получистовое | 6,3 - 3,2 | 6,3 - 3,2 | - |
| чистовое | 3,2 - 2,5 | 2,5 - 0,63 | 3,2 - 2,5 |
| тонкое | 1,25 - 0,63 | 0,32 - 0,08 | 2,5 - 1,25 |
| **Шлифование:** |  |  |  |
| предварительное | 2,5 - 1,0 | 3,2 - 1,6 | 4,0 - 1,6 |
| чистое | 1,25 - 0,2 | 1,6 - 0,32 | 1,6 - 0,32 |
| тонкое | 0,25 - 0,05 | 0,32 - 0,08 | 0,32 - 0,08 |
| **Притирка** | 0,1 - 0,01 | 0,16 - 0,02 | 0,1 - 0,02 |

– знак III применяют в случае, когда шероховатость поверхности должна быть получена без удаления материала, например литьем, ковкой, волочением и т.п. Кроме этого, знак III используют для указания поверхностей, которые по данному чертежу не обрабатываются.

Высоту *h* знака (рис.8.12,*б*) принимают равной высоте цифр размерных чисел чертежа, а высоту *Н* равной (1,5…5,0) *h.* Знак шероховатости располагают острием к поверхности, как это показано на рис.8.12,*а*. В случае, когда на чертеже детали недостаточно места для расположения знака, можно использовать выноски или полки.

Численное значение параметра шероховатости с указанием его условного обозначения (например, *Ra* 3,2) располагают под полкой знака (рис.8.12,*а*). Над полкой знака указывают способ обработки, если этот способ является единственным для получения требуемой шероховатости, например, *Полировать*. При необходимости под полкой знака располагают условное обозначение направления неровностей контролируемой поверхности.

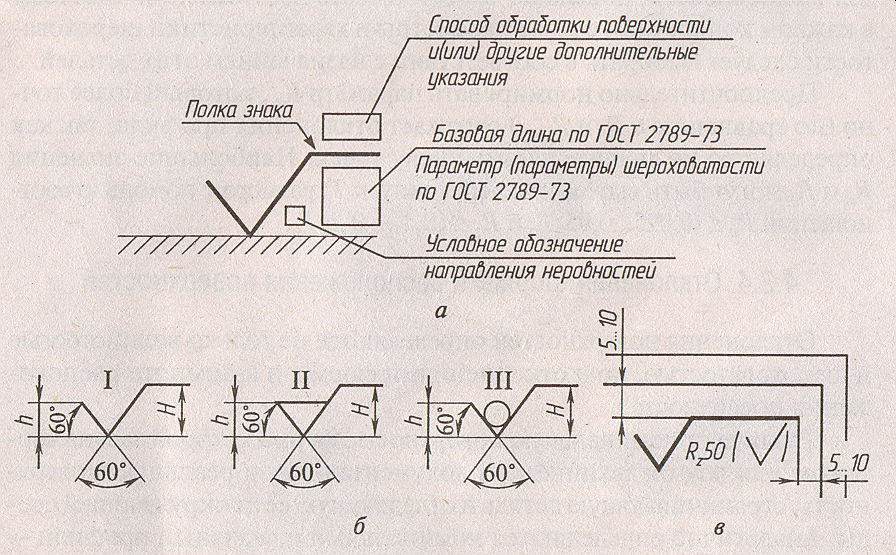


Рис.8.12

Если для всех поверхностей детали установлены одинаковые требования к шероховатости, то общий знак шероховатости ставится в правом верхнем углу чертежа.В правом верхнем углу чертежа указывается также преобладающая шероховатость поверхностей детали (поверхностей, шероховатость которых не указана на чертеже). В этом случае за численным значением шероховатости в круглых скобках помещается несколько уменьшенный, по сравнению с основным, знак шероховатости I без полки (рис.8.12,*в*).

*8.6 Погрешности формы и взаимного расположения*

*поверхностей деталей*

Точность изготовления деталей механизмов характеризуется не только допусками на их размеры, но также точностью формы и взаимного расположения поверхностей. Обозначения отклонений, численные значения допусков формы и взаимного расположения поверхностей регламентируются ГОСТ 14140-81, 24642-81, 24643-81.

Отклонение формы детали *Δ* определяется как максимальное отклонение точек реального профиля от прилегающей поверхности, соответствующей расположению профиля идеальной детали, так называемого номинального профиля (рис.8.13).

Наиболее часто встречающимися на практике видами отклонений формы деталей являются:

*некруглость* (рис.8.13,*а*) и разновидности некруглости – *овальность* (рис.5.13,*б*) и *огранка* (рис.8.13,*в*);

*неплоскостность и непрямолинейность* поверхности в виде *выпуклости* (рис.5.13,*г*) или *вогнутости*  (рис.8.13,*д*);

*Δ*

*Δ*

*Δ*

*Δ*

*Δ*

*Δ/2*

*Δ/2*

*Δ/2*

*а)*

*б)*

*в)*

*г)*

*д*)

*е)*

*ж)*

*з)*

Рис. 8.13

*нецилиндричность* поверхности в виде *бочкообразности* (рис.8.13,*е*), *седлообразности* (рис.8.13,*ж*) или *конусообразности* (рис.8.13,*з*).

Отклонениями взаимного расположения поверхностей могут быть: *непараллельность, неперпендикулярность, несоосность, несимметричность, радиальное* или *торцовое биение* и др.

В табл.8.3 приведены условные обозначения наиболее распространенных видов отклонений формы и взаимного расположения поверхностей деталей.

Таблица 8.3

Отклонения формы и взаимного расположения поверхностей деталей

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Отклонения  формы | Условные  обозначения | Отклонения взаимного расположения поверхностей | Условные  обозначения |
| Некруглость |  | Непараллельность |  |
| Неплоскостность |  | Неперпендикулярность |  |
| Непрямолинейность |  | Несоосность |  |
| Нецилиндричность |  | Несимметричность |  |
| Отклонения профиля продольного сечения цилиндрической поверхности |  | Радиальное или торцовое биение |  |

Примеры условного обозначения на чертежах отклонений формы и взаимного расположения поверхностей деталей приведены на рис. 8.14.

Данные о предельных отклонениях формы и расположения поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на две (рис.8.14,*а*) или три (рис.8.14,*б*) части. В первой части рамки помещают знак отклонения, во второй части – численное значение предельного отклонения в миллиметрах. При необходимости в третьей части рамки помещают буквенное обозначение базы, по отношению к которой отсчитывается отклонение. Рамку с данными о предельных отклонениях формы или расположения поверхностей соединяют с элементом, к которому относится предельное отклонение, прямой или ломаной линией, заканчивающейся стрелкой. Рамку с данными о предельных отклонениях расположения поверхностей соединяют также с базой прямой или ломаной линией, заканчивающейся зачерненным треугольником (рис.8.14,*д*).

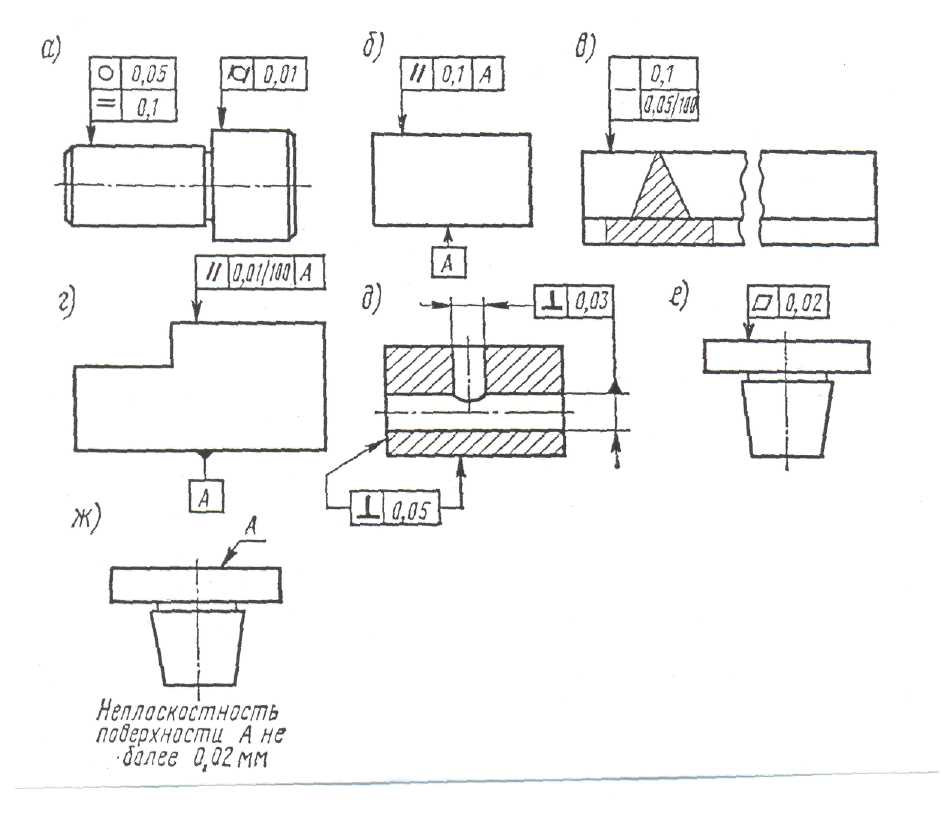


Рис. 8.14

Если ни одна из поверхностей не является базовой, от рамки проводят два указателя, заканчивающиеся стрелками (рис.8.14,*д*). В случае затруднений в соединении рамки с базой или другой поверхностью, к которой относится отклонение расположения, поверхность обозначают прописной буквой, вписываемой в третью часть рамки. Эту же букву вписывают в квадратную рамку, которую соединяют с обозначаемой поверхностью линией, заканчивающейся зачерненным треугольником, если обозначают базу (рис.8.14,*г*), или стрелкой, если обозначаемая поверхность не является базой (рис.8.14,*б*).

Наряду с условными обозначениями отклонений формы и расположения

поверхностей допускается указывать их текстом на поле чертежа. В этом случае текст должен содержать:

– наименование отклонения;

– указание поверхности (или другого элемента), для которой задается предельное отклонение;

– при необходимости указание базовой поверхности (или другого элемента), по отношению к которой указывается предельное отклонение;

– численное значение предельного отклонения в миллиметрах.

На рис.8.14,*е* дан пример условного обозначения отклонения от плоскостности, а на рис.8.14,*ж* – пример указания отклонения посредством текста.

Предельные отклонения формы и взаимного расположения поверхностей допускается не указывать на чертежах, но в этом случае они не должны превышать допуски на соответствующие размеры детали.

*8.7 Расчет погрешностей механизмов*

Для определения погрешностей механизмов разработаны методы, каждый из которых можно отнести к одной из трех групп: *графические*, *графо-аналитические* и *аналитические* методы. Достоинством графических методов является наглядность, однако они имеют невысокую точность, зависящую от точности графических построений. Высокую точность определения погрешностей механизмов имеют аналитические методы, основанные на математическом исследовании уравнений, описывающих движение механизма, либо определяющих положение его звеньев. Графоаналитические методы определения погрешностей механизмов включают как аналитические вычисления, так и графические построения.

В связи с высоким уровнем развития методов и техники вычислений предпочтение отдается аналитическим методам определения погрешностей механизмов.

8.7.1 Дифференциальный метод расчета погрешностей механизмов

Одним из аналитических методов определения погрешности механизма является дифференциальный метод. Суть метода состоит в составлении уравнения (функции) положения механизма с последующим нахождением полного дифференциала этой функции и заменой конечными приращениями бесконечно малых приращений функции и аргументов. В общем случае уравнение, определяющее положение ведомого звена механизма, является функцией *S* нескольких переменных: *q1, q2, q3, ..., qn ,* т.е*.*

*S=*ƒ*(q1, q2, q3, ..., qn).*  (8.8)

Этими переменными могут быть координаты ведущего звена, размеры звеньев, параметры, определяющие положение звеньев, и т.д. Тогда полный дифференциал функции (8.8) запишется в виде

. (8.9)

Заменив в выражении (8.9) бесконечно малые приращения аргументов конечными приращениями, которые являются первичными ошибками соответствующих параметров, получим выражения для погрешности механизма *ΔS* в виде

, (8.10)

где *Δq1, Δq2,…, Δqn* – первичные ошибки параметров *q1 ,q2 ,…, qn* .

Выражение для погрешности механизма (8.10) представляет собой сумму частных погрешностей *ΔS1 , ΔS2 , …, ΔSn ,*каждая из которых определяет вклад первичных ошибок в погрешность механизма в целом. Частная погрешность *ΔSi* , соответствующая аргументу *qi* , определяется выражением

, (8.11)

где – коэффициент влияния первичной ошибки *i*–го параметра на погрешность механизма.

Применение дифференциального метода определения погрешностей механизмов рассмотрим на примере кривошипно–ползунного механизма (рис.8.15), в котором направление перемещения ползуна 3 смещено относительно оси *х* на величину *h*, называемую эксцентриситетом. Предположим, что погрешность *ΔS* положения ползуна 3 возникла из-за первичных ошибок в размерах звеньев: размер *r* звена 1 выполнен с ошибкой *Δr*, размер *l* звена 2 выполнен с ошибкой *Δl*, а эксцентриситет *h* увеличен на величину *Δh*. Положение ведущего звена, определяемое углом *ϕ*, будем считать соответствующим расчетному значению.

*l*

*r*

*S*

*β*

*x*

*h*

*ϕ*

*O*

*2*

*B*

*A*

*1*

Рис. 8.15

*y*

*3*

Для получения выражения функции положения механизма *S* спроецируем контур механизма на координатные оси *x* и *y*:

*rcosϕ + lcosβ = S;*

*rsinϕ + h = lsinβ* . (8.12)

Продифференцируем уравнения системы (8.12) по параметрам *r, l, h , S, β* и, перейдя к конечным приращениям параметров, получим следующие выражения:

*Δrcosϕ + Δlcosβ - lΔβsinβ = ΔS;*

(8.13)

*Δrsinϕ + Δh = Δlsinβ + lΔβcosβ.*

Неизвестную ошибку *Δβ* угла *β,* которая возникает из-за перечисленных выше заданных первичных ошибок, найдем из второго уравнения системы (8.13):

. (8.14)

После подстановки (8.14) в первое уравнение системы (8.13) получим уравнение погрешности положения механизма *ΔS*, в которое входят известные величины (значение угла *β* можно определить из второго уравнения системы (8.12)):

 (8.15)

В результате преобразований мы получили выражение для погрешности кривошипно–ползунного механизма, которую можно представить как сумму частных погрешностей *ΔSr , ΔSl ,* и *ΔSh ,* возникающих вследствие наличия первичных ошибок параметров соответственно *r, l* и *h*:

*ΔS= ΔSr+ΔSl+ΔSh*, (8.16)

где

; ; .

Как следует из выражений для частных погрешностей, коэффициенты влияния при первичных ошибках *Δr* и *Δl* положительны, в то время как коэффициент влияния для первичной ошибки *Δh* отрицателен. Отрицательное значение коэффициента влияния свидетельствует о том, что с увеличением первичной ошибки *Δh* эксцентриситета погрешность механизма уменьшается, в то время как увеличение первичных ошибок *Δr* и *Δl* приводит к увеличению погрешности механизма.

8.7.2 Определение погрешностей зубчатых передач

Основными погрешностями зубчатых передач являются *погрешность мертвого хода* и *кинематическая погрешность*.

Погрешность мертвого хода рассчитывается при реверсивном режиме работы (изменении направления вращения колес) зубчатых передач. *Мертвый ход* пары сопряженных зубчатых колес определяется углом поворота *Δϕ* одного колеса при неподвижном втором колесе. Причиной мертвого хода в передачах является наличие бокового зазора *jn* между зубьями сопряженных колес (*кинематический мертвый ход*) и упругими деформациями валов под действием передаваемых моментов (*упругий мертвый ход*).

При отсутствии зазоров в подшипниковых узлах значение *кинематического мертвого хода* для пары зубчатых колес рассчитывают по формуле

*,*  (8.17)

где *jn* – величина бокового зазора, значение которого зависит от вида сопряжения зубчатых колес и допуска на боковой зазор; *r* – радиус делительной окружности колеса; *α* – угол зацепления (для эвольвентного профиля *α =* 20о).

Обычно величина бокового зазора *jn* дается в микрометрах, а величину мертвого хода определяют в угловых минутах. Тогда для пары зубчатых колес

**, (8.18)

где *Δϕ* –кинематический мертвый ход, *мин;* *jn* –боковой зазор, *мкм;* *m* – модуль зацепления, *мм; z* – число зубьев колеса.

Для передачи, состоящей из *2n* зубчатых колес, закрепленных на *n+1* валах, формула для нахождения *кинематической погрешности мертвого хода*, приведенной к выходному колесу, имеет вид

**, (8.19)

где *Δϕ1, Δϕ3, ..., Δϕ(2n-3), Δϕ(2n-1)* –собственные кинематические погрешности пар зубчатых колес *z1z2, z3z4, ..., z2n-3z2n-2* и *z2n-1z2n,* отнесенные к ведущим колесам (шестерням) и определяемые по формуле (8.17); *i1(n+1)*, *i2(n+1)*, *...*,  *i(n-1)(n+1)*, *in(n+1)* – передаточные отношения соответственно между *1, 2,* ..., *n-1, n*–м и последним *(n+1)*–м валом.

Для исключения мертвого хода в приборных устройствах используют двойные зубчатые колеса, обе части которых соединяют пружиной так, чтобы они стремились повернуться относительно друг друга. В результате смещения двух частей колеса увеличивается окружная толщина зуба и обеспечивается контакт его боковых поверхностей с противоположно расположенными боковыми поверхностями двух соседних зубьев сопряженного колеса. Это приводит к выборке бокового зазора и исключению кинематического мертвого хода в передаче.

Расчет упругого мертвого хода производится аналогично расчету кинематического мертвого хода, только необходимо учитывать, что угол поворота одного колеса при неподвижном другом вызван не зазором в зацеплении, а обусловлен закручиванием на некоторый угол вала, на котором крепятся зубчатые колеса. Величина угла закручивания вала под действием передаваемого крутящего момента определяется по формулам сопромата.

*Кинематическая погрешность* рассчитывается для нереверсивной зубчатойпередачи и состоит в определении разности между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого колеса. Величина разности зависит от точности изготовления зубчатых колес, входящих в передачу, которая определяется значениями норм кинематической точности и плавности.

При расчете *кинематической погрешности* необходимо брать значение допуска *Fi′*  на кинематическую погрешность зубчатых колес, входящих в передачу, который определяют как сумму допусков на накопленную погрешность шага *Fр* и на погрешность профиля зуба *ff* : *Fi′ = Fр + ff* . Тогда допуск на кинематическую погрешность в угловых минутах определится из выражения

*.*  (8.20)

При нахождении кинематической погрешности *δϕ* передачи кинематическую погрешность зубчатых колес, расположенных на одном валу, складывают и приводят к одному валу, обычно выходному.

Порядок определения кинематической погрешности, приведенной к выходному валу, рассмотрим на примере зубчатой передачи, представленной на рис.8.16. Пусть ведущее колесо 1 имеет погрешность *δϕ1*.Тогда эта погрешность вызовет дополнительный поворот колеса 2 на угол *δϕ1i12.* Если колесо 2 имеет собственную погрешность *δϕ2 ,* то эта погрешность прибавится к погрешности *δϕ1i12* и дополнительный поворот колеса 2 составит *δϕ1i12+δϕ2.* Погрешность на третьем колесе будет равна этой же сумме погрешностей плюс собственная погрешность *δϕ3* колеса 3, т.е. *δϕ1i12+δϕ2+δϕ3*. Аналогично рассуждая, получим выражение для погрешности на колесе 5, состоящей из суммы приведенных к колесу 4 погрешностей колес 1, 2, 3 и собственных погрешностей колес 4 (*δϕ4)* и 5 (*δϕ5)*: *(δϕ1i12+δϕ2+δϕ3)i34+δϕ4+δϕ5*.

*1*

*2*

*3*

*4*

*5*

*6*

Рис.8.16

Для всего механизма кинематическая погрешность, приведенная к выходному колесу 6, определится выражением

*δϕ = ((δϕ1i12+δϕ2+δϕ3)i34+δϕ4+δϕ5 )i56+δϕ6,* (8.21)

где *i12 , i34* и  *i56* –передаточные отношения соответственно 1–й, 2–й и 3–й ступеней трехступенчатой зубчатой передачи; *δϕ6* –собственная погрешность колеса 6.

8.7.3 Расчет размерных цепей

*Размерной цепью* называется замкнутая цепь взаимосвязанных размеров, относящихся к одной или к нескольким деталям, определяющая относительное положение поверхностей или геометрических осей этих деталей. Основными свойствами размерной цепи являются замкнутость размерного контура и влияние на величину одного из размеров цепи отклонений любого размера, входящего в данную размерную цепь.

Размеры, образующие цепь, называют звеньями. Любая размерная цепь состоит из нескольких составляющих звеньев и одного з*амыкающего* звена. *Замыкающим* считают то звено, размер которого при сборке узла или при изготовлении детали непосредственно не выдерживается, а является результатом выполнения остальных звеньев цепи. Составляющие звенья разделяют на *увеличивающие* и *уменьшающие*. *Увеличивающими* называют звенья, при увеличении которых замыкающее звено также увеличивается. *Уменьшающими* называют звенья, при увеличении которых замыкающее звено уменьшается. Звеньями размерной цепи могут быть *линейные* и *угловые* размеры.

Различают *детальные* (рис.8.17,*а*) и *сборочные* (рис.8.17,*б*) цепи. У каждой детали может быть несколько размерных цепей. В ряде случаев один и тот же размер может входить в несколько размерных цепей. В сборочной размерной цепи размером, который получается последним, т.е. замыкающим, является зазор, натяг или же величина смещения одной детали относительно других в процессе работы механизма. Для сложных деталей и узлов целесообразно строить безмасштабные схемы размерных цепей (рис.8.17,*в*).

А2

А1

А3

А3

АΔ

А4

А2

А1

А3

А2

А4

А1

*а)*

*б)*

*в)*

Рис. 8.17

Для расчета размерных цепей разработаны следующие основные методы:

– метод полной взаимозаменяемости (метод максимума – минимума);

– вероятностный метод;

– метод пригонки;

– метод регулирования;

– метод групповой взаимозаменяемости.

*Метод полной взаимозаменяемости,* или метод максимума – минимума основан на предположении, что все звенья размерной цепи имеют предельные размеры, наибольшие для увеличивающих звеньев и наименьшие для уменьшающих звеньев. Метод применяют в случае единичного и мелкосерийного производства или когда требуется обеспечить полную взаимозаменяемость деталей.

В основе *вероятностного метода* расчета размерных цепей находятся статистические законы распределения погрешностей выполнения размеров деталей. Метод является основным методом расчета размерных цепей при серийном производстве.

*Метод пригонки* предполагает выбор одного из размеров размерной цепи в качестве компенсирующего с последующей подгонкой его до требуемого значения. Метод применяется в единичном и мелкосерийном производстве.

*Метод регулирования* предполагает наличие компенсирующего звена, размер которого изменяется до требуемого значения при сборке изделия.

В соответствии с методом *групповой взаимозаменяемости* изготовленные деталипредварительно комплектуются в группы с заданными значениями допусков. В последующем осуществляется сборка деталей, имеющих одинаковую точность. Метод применяют при необходимости обеспечения высокой точности изготовления устройств.

Рассмотрим наиболее распространенный метод расчета размерных цепей – *метод полной взаимозаменяемости.* При расчетах принято обозначать линейные размеры звеньев прописными буквами русского алфавита, угловые размеры – строчными буквами греческого алфавита. Подстрочными цифровыми индексами указывают номер составляющего звена. Над буквой, обозначающей увеличивающее звено, проставляют стрелку, направленную вправо, а для уменьшающих звеньев – направленную влево. Замыкающий размер обозначают подстрочным индексом *Δ.*

Связь между номинальными значениями замыкающего размера и увеличивающими и уменьшающими размерами выражается формулой

. (8.22)

Максимальное и минимальное значения замыкающего размера определяют исходя из предельных значений составляющих размеров размерной цепи:

; . (8.23)

Допуск замыкающего размера с учетом значений допусков всех составляющих размерную цепь размеров выражается формулой

. (8.24)

Из выражения (8.24) следует, что замыкающий размер имеет самое большое значение допуска, т.е. он является самым грубым размером в цепи.

Верхнее и нижнее отклонения замыкающего размера связаны с верхними и нижними отклонениями составляющих размеров цепи следующими формулами:

; (8.25)

. (8.26)  
 В формулах (8.22) – (8.26) приняты следующие обозначения: *АΔ , Аi*  – номинальный размер замыкающего и *i*–го составляющего звена; *Amax , Amin* –наибольшее и наименьшее значения размера *А*; *Т* – допуск; *Es, Ei* – соответственно верхнее и нижнее отклонения размера; *m* – общее число звеньев размерной цепи, включая замыкающее звено; *n, p* – соответственно число увеличивающих и уменьшающих звеньев.

С помощью теории размерных цепей возможно решение двух задач:

– определение допусков и предельных отклонений составляющих звеньев по заданным номинальным размерам звеньев и предельным отклонениям замыкающего звена (*прямая задача*).

– нахождение номинального размера и предельных отклонений замыкающего звена по заданным номинальным размерам и предельным отклонениям составляющих звеньев (*обратная задача*);

Одним из способов решения *прямой задачи* является *способ равных допусков,* который применяют в случае, когда размеры составляющих звеньев находятся в одном или двух интервалах номинальных размеров.

При решении *обратной задачи* последовательно вычисляют по формулам (8.22), (8.24), (8.25), (8.26) номинальный размер замыкающего звена *АΔ* , допуск *ТАΔ* , верхнее и нижнее отклонения размера замыкающего звена *Es(АΔ)* и *Ei(АΔ).*

**ЛИТЕРАТУРА**

1. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. М.: Наука, 1998.

2. *Ванторин В.Д.* Механизмы приборных и вычислительных систем / В.Д. Ванторин. М.: Высш. шк., 1985.

3. *Вопилкин Е.А.* Расчет и конструирование механизмов приборов и систем /Е.А. Вопилкин. М.: Высш. шк., 1980.

4. *Вышинский Н.В.* Техническая механика. Мн.: ИВЦ Минфина, 2006.-251с.

5. *Вышинский Н.В.* Техническая механика: Курсовое проектирование / Н.В. Вышинский. Мн.: Бестпринт, 2001.

6. *Вышинский Н.В.* Техническая механика: Лабораторный практикум / Н.В. Вышинский. Мн.: Бестпринт, 2001.

7. *Красковский Е.Я.* Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем / Е.Я. Красковский, Ю.А. Дружинин, Е.М. Филатова. М.: Высш. шк., 1991.

8. Прикладная механика / А.Т. Скойбеда, А.А. Миклашевич, Е.Н. Левковский и др.; Под ред. А.Т. Скойбеды. Мн.: Выш. шк., 1997.

9. Прикладная механика / В.М. Осецкий, Б.Г. Горбачев, Г.А. Доброборский и др.; Под ред. В.М.Осецкого. М.: Машиностроение, 1977.

10. Прикладная механика / К.И. Заблонский, М.С. Беляев, И.Я. Телис и др.; Под ред. К.И. Заблонского. Киев: Вища шк., 1984.

11. Справочник конструктора точного приборостроения / Г.А. Веркович, Е.Н. Головенкин, В.А. Голубков и др.; Под общ. ред. К.Н. Явленского, Б.П. Тимофеева, Е.Е. Чаадаевой. Л.: Машиностроение, 1989.

12. *Степин П.А.* Сопротивление материалов / П.А. Степин. М.: Высш. шк., 1988.

13. *Сурин В.М.* Прикладная механика / В.М. Сурин. Мн.: Новое знание, 2005.

14. *Тарг С.М.* Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. М.: Высшая школа, 1986.

15. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. М.: Высш. шк., 1987.