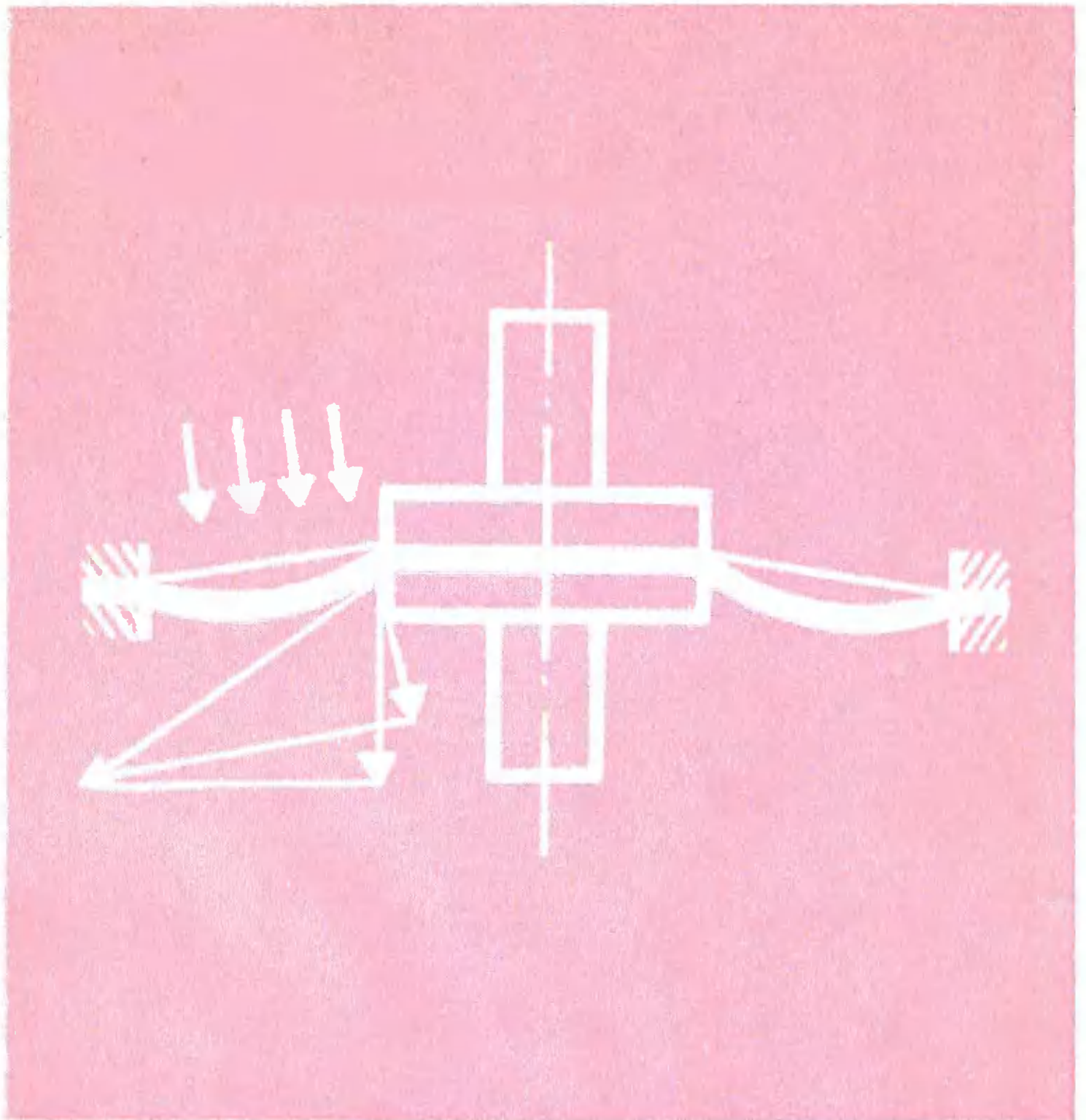




БИБЛИОТЕКА ПРИBOROCTPOИTEЛЯ



В. И. ВОДЯНИК

ЭЛАСТИЧНЫЕ МЕМБРАНЫ

Оглавление

В. И. ВОДЯНИК



БИБЛИОТЕКА ПРИБОРОСТРОИТЕЛЯ

ЭЛАСТИЧНЫЕ МЕМБРАНЫ



Москва «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1974

Водяник В. И. Эластичные мембраны. М., «Машиностроение», 1974, 136 с.

В книге изложены основные принципы конструирования сборочных единиц приборов, включающих эластичные (вмятые) мембраны; рассмотрены их основные характеристики, влияющие на метрологические показатели приборов; даны инженерные методы расчета мембранных сборочных единиц; описаны типовые и наиболее интересные конструктивные решения мембранных сборочных единиц, а также приборов, построенных на базе использования различных свойств эластичных мембран; приведены результаты экспериментальных исследований эластичных мембран; практические рекомендации по выбору основных конструктивных элементов мембранных сборочных единиц и ряд конкретных примеров расчета их основных параметров.

Книга рассчитана на широкий круг инженеров-конструкторов, занимающихся разработкой приборов и устройств пневмо- и гидроавтоматики, а также других устройств, использующих эластичные мембраны. Табл. 7. Ил. 66. Список лит. 44 назв.

Рецензент инж. Т. К. Берендс

3136-245
В 038(01)-74 245-74

© Издательство «Машиностроение», 1974 г.

В пневматических приборах, предшествующих современным приборам агрегатной унифицированной системы (АУС) и унифицированной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА) [24], широко использовались металлические мембраны и сильфоны. Переход от металлических мембран к эластичным совпал во времени с широким внедрением в приборостроение принципа «компенсации сил» и был обусловлен простотой их конструкции и технологии изготовления, а также весьма малой жесткостью. Иногда очень важно, что некоторые неметаллические материалы более стойки к коррозии, чем металлы.

Такие материалы, как кожа и различные органические пленки, которые использовались раньше для изготовления эластичных мембран, сейчас почти совсем не применяются ввиду их высокой чувствительности к влажности, склонности к быстрому старению и плохой герметичности. В настоящее время широко применяются прорезиненные ткани и пластмассы.

Основное назначение мембраны в пневматическом (или гидравлическом) приборе, как правило, состоит в преобразовании давления среды в механическое сосредоточенное усилие. Реже эластичные мембраны применяются для преобразования давления среды в пропорциональное линейное перемещение, как правило, совместно с пружинами или другими упругими элементами, которые в основном и определяют вид упругой характеристики мембранного механизма. Иногда мембраны используют в качестве бессальникового уплотнения мест вывода передаточных звеньев из пневматических камер приборов.

Приступая к конструированию мембранной сборочной единицы прибора, разработчик выбирает ее основные размеры, которые должны находиться в строгой зависимости от назначения сборочной единицы. Если от мембранной сборочной единицы требуется получить определенное усилие при заданном давлении среды, то размеры мембраны должны обеспечить нужную величину эффективной площади; при необходимости преобразования давления в линейные перемещения мембрана, кроме того, должна обеспечить достаточный ход связанного с ней звена. Очень часто (во многих приборах АУС и УСЭППА) абсолютная величина эффективной площади не имеет существенного значения, и размеры мембраны определяются требованиями получения заданных метрологических характеристик приборов, причем, как правило, эти требования вступают в явное противоречие с необходимостью предельного умень-

шения их габаритных размеров. Решение этих важных вопросов возможно лишь при условии тщательного изучения поведения эластичных мембран при работе прибора и при наличии инженерных методов расчета их основных характеристик.

В современной отечественной и зарубежной литературе имеется ряд работ, содержащих сведения по расчету, а также по результатам испытаний неметаллических мембран. Но, к сожалению, эти работы посвящены отдельным частным вопросам, зачастую противоречат друг другу, и поэтому до настоящего времени не существует общепринятой методики расчета основных характеристик эластичных мембран.

Теория резино-кордовых оболочек, разработанная Бидерманом В. Л и Лапиным А. А. [8, 25], основана на предположении о нерастяжимости нитей и малости напряжений в резине по сравнению с напряжениями в нитях. Силы натяжения нитей резино-тканевой оболочки описываются дифференциальными уравнениями, интегрирование которых аналитическим путем не представляется возможным. В связи с этим до сих пор еще не созданы инженерные методы расчета эластичных мембран, основанные на этой теории. Правда, в работе [25] приводятся специальные номограммы, значительно упрощающие расчеты симметричных оболочек, однако таких номограмм применительно к резино-тканевым мембранам пока еще не существует.

Различные теории эластичных мембран строятся, как правило, на основе одной из следующих двух основных гипотез:

1) усиление от действия перепада давления на элементарный участок поверхности мембранного полотна распределяется между корпусом и жестким центром в отношении, обратно пропорциональном расстояниям до них от выделенного элементарного участка;

2) эффективная площадь мембраны определяется площадью круга, очерченного по вершине гофра мембраны.

Причем сторонникам второй гипотезы приходится принимать еще одно допущение относительно равновесной формы гофра. Однако и в этом вопросе между разными авторами не существует единодушного мнения: одни [4] считают, что гофр очерчен по дуге окружности, другие [19] аппроксимируют его дугой параболы. При этом ни один из авторов не приводит ни теоретических, ни экспериментальных обоснований принятого допущения.

Между различными теориями подчас существуют совершенно непримиримые противоречия. Например, согласно теории Афанасьева В. В. [4], когда мембрана находится в крайнем верхнем положении, то ее эффективная площадь должна быть равна бесконечности, а Лемберг М. Д. [26] и другие утверждают, что в этом положении ее эффективная площадь определяется площадью окружности заземления мембраны в корпусе. Причем, последнее, — безусловно неправильное, — утверждение содержится даже в некоторых учебных пособиях [28].

Стремление согласовать теоретические выводы с результатами экспериментов привело к возникновению ряда полумпирических формул, позволяющих рассчитывать те или иные типы эластичных мембран. Ликтан И. [39], приняв допущение о малости угла между образующей упругой поверхности мембраны и плоскостью ее заземления в корпусе, получил формулу для расчета эффективной площади в зависимости от перемещения жесткого центра. Однако

для определения эффективной площади по методу Ликтана И. необходимо каждый раз экспериментальным путем определять максимально возможное смещение жесткого центра.

Герц Е. В. и Крейнин Г. В. [19], базируясь в основном на тех же допущениях, получили зависимости, позволяющие определять максимально возможное смещение жесткого центра расчетным путем для использования его при расчетах по формуле Ликтана И. Разработанная методика предназначена для расчета плоских силовых мембран мощных исполнительных механизмов и не может быть использована при конструировании приборов, так как по данным самого Ликтана И., а также Бухарина Н. А. [9] теория дает расхождение с экспериментом более чем на 40%.

Что касается экспериментальных данных, то в литературе накоплен материал по исследованиям зависимости эффективной площади от перемещения жесткого центра [4, 6] и от изменения перепада давления (от нагрузок), по определению жесткости мембран [31, 32], экспериментально исследованы гистерезисные явления в характеристике мембран, определены изменения упругих свойств мембран с течением времени, а также их зависимость от температуры окружающей среды [20, 27], выявлено влияние гофра мембраны на ее характеристики, а также проведены исследования мембран с различной формой гофра [6].

Следует признать, что до настоящего времени не существует универсальной методики расчета эластичных мембран приборов, позволяющей получать их основные характеристики, располагая физико-механическими свойствами материала мембранного полотна и основными конструктивными размерами мембранной сборочной единицы. В то же время разработка такой методики позволила бы конструировать пневматические приборы с заранее заданными характеристиками и, кроме того, дала бы возможность использовать свойство мембран менять свою эффективную площадь для создания ряда новых приборов пневмоавтоматики.

Эластичные мембраны, применяемые в приборостроении, можно классифицировать по их основному признаку — по конструкции. Выделяются следующие виды мембран:

- 1) плоские мембраны,
- 2) гофрированные мембраны,
- 3) мембраны с коническими и криволинейными опорами,
- 4) манжетные (чулочные) мембраны,
- 5) цилиндрические (шланговые) мембраны,
- 6) мембраны с подвижной периферией,
- 7) мембраны с незащищенной периферией.

Мембраны можно классифицировать также и по другим признакам, например, по назначению в приборе (силовые мембраны, мембранные чувствительные элементы, разделительные мембраны и пр.) или по материалу (резиновые, резино-тканевые, мембраны из полимерных материалов, комбинированные многослойные и пр.), однако при дальнейшем изложении материала за основу принята классификация эластичных мембран по конструктивным признакам.

ПЛОСКИЕ И ГОФРИРОВАННЫЕ МЕМБРАНЫ

1. ПРИМЕНЕНИЕ ПЛОСКИХ И ГОФРИРОВАННЫХ МЕМБРАН

Плоские и гофрированные эластичные мембраны являются важным рабочим органом многих пневматических и гидравлических приборов и устройств. На рис. 1 показано несколько характерных примеров их использования.

В мембраном показывающем манометре (рис. 1, а) упругий чувствительный элемент, преобразующий измеряемое давление среды в пропорциональное линейное перемещение, состоит из эластичной мембраны и винтовой пружины. Пределы измерения и точность такого манометра зависят одновременно от характеристик мембраны и пружины.

В пневматическом клапане, показанном на рис. 1, б, мембрана является силовым органом, а пружина служит лишь для возврата клапана в исходное положение. В данном случае мембранный механизм должен обеспечивать необходимое перестановочное усилие и требуемое быстрое действие.

В измерительной части дифференциального манометра (рис. 1, в) содержится две мембраны, верхняя из которых выполняет функцию чувствительного элемента, реагирующего на измеряемый перепад давления $p_2 - p_1$, а нижняя (малая мембрана) — служит разделителем. Назначение разделительной мембраны сводится к герметизации измерительной камеры в месте вывода передаточного звена. Однако при этом не следует полагать, что к разделительной мембране не предъявляются особые требования. При неправильно сконструированной сборочной единице разделительной мембраны на передаточное звено может передаваться дополнительное усилие от давления среды в измерительной камере, что может привести к большим погрешностям прибора.

Во всех рассмотренных случаях мембранная сборочная единица (рис. 2) состоит из эластичной пленки 4, защемленной по периметру между шайбами 1 и 6 и в центре между дисками 2 и 5. Шайбами для защемления пленки по периметру, как правило, служат детали, образующие корпус прибора. Эластичную пленку 4, независимо от ее материала (резина, прорезиненная ткань, или полимерный материал), называют мембранным полотном. Диски 2 и 5 образуют жесткий центр мембраны. Жесткий центр может быть конструктивно выполнен иначе, например без верхнего диска 2 или вообще без крепления мембранного полотна в центре с помощью винта 3 (мембранное полотно свободно лежит на диске 5) и т. д. Независимо от конструктивного исполнения под жестким центром следует понимать диск или иную деталь, расположен-

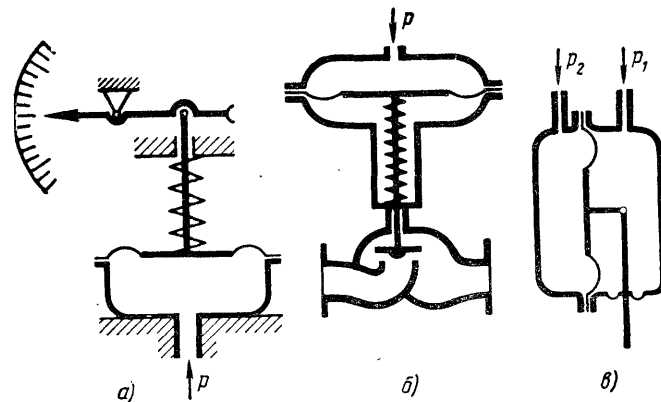


Рис. 1. Применение неметаллических мембран

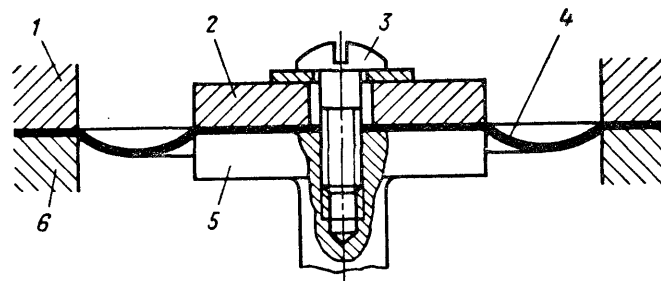


Рис. 2. Конструкция мембранной сборочной единицы

ную в центральной части мембраны и имеющую несомненно большую жесткость по сравнению с жесткостью мембранного полотна.

Часть мембранного полотна, расположенная между шайбой защемления и жестким центром, образует кольцевую упругую поверхность мембраны. При работе мембранной сборочной единицы жесткий центр совершает перемещения относительно шайб защемления. Эти перемещения происходят только за счет деформации кольцевой упругой поверхности мембраны.

Кольцевую упругую поверхность мембраны выполняют плоской или гофрированной. Как правило, гофр имеет тороидальную форму. Плоская мембрана проще в изготовлении, но она допускает на много меньшие перемещения жесткого центра, чем гофрированная. Иногда плоскую мембрану устанавливают в корпусе с расслаблением, а при работе она под действием давления приобретает форму гофра.

2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛАСТИЧНЫХ МЕМБРАН

Как известно, качество всякого упругого элемента (пружин, сиффона и т. д.) наиболее полно описывается его упругой характеристикой, представляющей собой зависимость между нагрузкой и линейным перемещением. Что касается эластичных мембран, то в отличие от всех других упругих элементов, их основной характеристикой является эффективная площадь.

Под эффективной площадью мембраны понимается такая площадь, которая, будучи умноженной на величину перепада давления, даст истинное значение усилия на ее жестком центре в осевом направлении.

Некоторые авторы определяют эффективную площадь как площадь условного поршня, эквивалентного данной мембране. Такое определение хотя и не противоречит принятому выше, все же является менее строгим и неудобным. Как будет показано в дальнейшем, эффективная площадь мембраны может быть величиной положительной, равной нулю и даже отрицательной, что плохо согласуется с нашими представлениями о площади поршня.

Круглая мембрана без жесткого центра (рис. 3), закрепленная по внешнему контуру, передает усилие на центральную опору

$$G = \frac{1}{3} pF,$$

где p — перепад давления на мембране;

F — площадь мембраны по диаметру контура защемления (площадь в свету).

Справедливость последнего равенства можно доказать следующим образом.

Площадь круглой мембраны можно условно разделить на ряд элементарных равнобедренных треугольников, вершины которых находятся в центре мембраны, а основания — у контура защемления. Равнодействующая равномерно распределенной нагрузки (давления p) на каждый треугольник приложена на расстоянии $\frac{1}{3}$ высоты треугольника от основания. Опорные реакции элементарных треугольников при этом обратно пропорциональны расстояниям от опоры до точки приложения равнодействующей. Вследствие этого опорные реакции составляют $\frac{2}{3} pF$ у контура защемления и $\frac{1}{3} pF$ в центре мембраны. Равенство доказано.

В соответствии с принятым определением эффективной площади можно записать для данного случая

$$s = \frac{1}{3} F = \frac{\pi D^2}{12},$$

где s — эффективная площадь мембраны;

D — диаметр окружности защемления мембраны.

Остальная часть площади, т. е. $\frac{\pi D^2}{6}$ в передаче усилия на центральную опору участия не принимает.

Для увеличения полезного усилия в центре мембраны (рис. 4) устанавливают жесткий центр диаметром d .

Для определения эффективной площади мембраны с жестким центром выделим на упругой поверхности мембранного полотна элементарную кольцевую площадку $2\pi r \cdot dr$, удаленную от центра мембраны на расстояние r . Элементарное усилие от давления на выделенную площадку $2\pi r p \cdot dr$ передается на жесткий центр и на

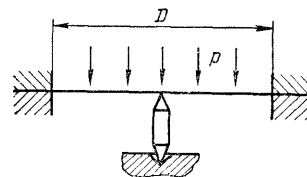


Рис. 3. Мембрана без жесткого центра

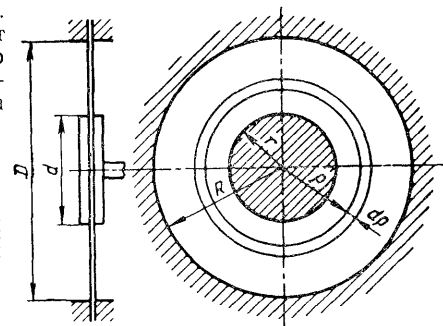


Рис. 4. Схема для определения эффективной площади эластичной мембраны

шайбы наружного защемления в отношении, обратно пропорциональном расстояниям от них до элементарной площадки. В частности, на жесткий центр передается элементарное усилие

$$dG_1 = \frac{R-r}{R-r} 2\pi r p \cdot dr.$$

Очевидно, что усилие, передаваемое на жесткий центр от всей упругой поверхности мембранного полотна, определится как

$$G_1 = \int_r^R \frac{R-r}{R-r} 2\pi r p \cdot dr = \frac{2\pi p}{R-r} \left[\left(\frac{R^3}{2} - \frac{Rr^2}{2} \right) - \left(\frac{R^3}{3} - \frac{r^3}{3} \right) \right],$$

откуда, имея в виду, что $R = \frac{D}{2}$ и $r = \frac{d}{2}$, после преобразования получим

$$G_1 = \frac{\pi p}{3} \left(\frac{D^2}{4} + \frac{Dd}{4} - \frac{d^2}{2} \right).$$

Полное же усилие мембраны, очевидно, складывается из усилия G_1 , передаваемого на жесткий центр со стороны мембранного полотна, и усилия G_2 от давления воздуха на жесткий центр;

$$G_2 = \frac{\pi d^2}{4} p.$$

Тогда полное усилие

$$G = G_1 + G_2 = \frac{\pi p}{12} (D^2 + Dd + d^2),$$

и, следовательно, эффективная площадь мембраны с жестким центром

$$s = \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2) . \quad (1)$$

Выражение (1) является в настоящее время общепринятой формулой для определения эффективной площади мембраны для случая, когда ее жесткий центр находится в нейтральном положении. Заметим, что нейтральным положением жесткого центра считается такое, при котором плоскости заземления мембранного полотна в жестком центре и в корпусе совпадают.

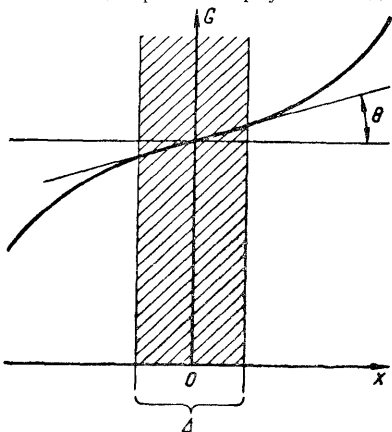


Рис. 5. Упругая характеристика эластичной мембраны

ву упругой характеристикой эластичной мембраны. Следовательно, эластичная мембрана является вялой, лишь когда она не нагружена перепадом давления. Нагруженная же мембрана приобретает заметную жесткость, величина которой зависит от перепада давления.

Жесткостью мембран называется предел отношения усилия на жестком центре мембраны к перемещению жесткого центра, когда последнее стремится к нулю.

Явная нелинейность упругой характеристики эластичной мембраны свидетельствует о том, что ее жесткость зависит также и от положения жесткого центра. Мембраны аналоговых приборов АУС и УСЭППА в процессе работы имеют очень незначительные перемещения жесткого центра (порядка сотых долей миллиметра). Кроме того, при конструировании приборов, работающих по принципу компенсации сил, как правило, стремятся, чтобы плоскость жесткого центра совпадала с плоскостью заземления мембраны. Все это приводит к тому, что мембрана работает в узком диапазоне перемещений Δ (заштрихованный участок на рис. 5). Поэтому, несмотря на явную нелинейность упругой характеристики, в диапа-

Одним из основных требований, предъявляемых в настоящее время к эластичным мембранам, как упругим чувствительным элементам приборов, является постоянство их эффективной площади.

Многочисленными экспериментами установлено, что эффективная площадь мембраны зависит от двух основных причин: от перемещения жесткого центра и от изменения перепада давления. На рис. 5 показана зависимость усилия G на мембране от перемещения жесткого центра x относительно нейтрального положения при постоянном перепаде давления p на мембране. Приведенная кривая является по существу

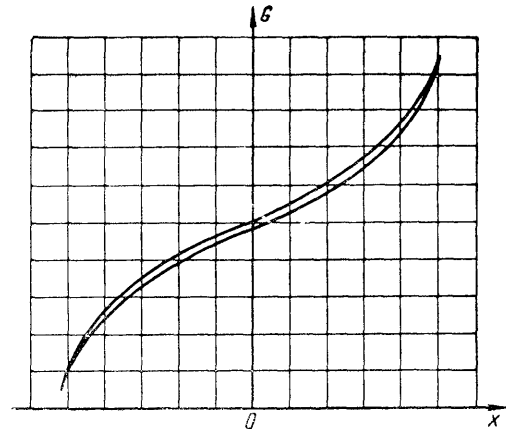


Рис. 6. Гистерезис в характеристике мембраны

зоне Δ ее с достаточной степенью точности можно считать линейной, и жесткость мембраны характеризовать как

$$C_0 = \operatorname{tg} \theta = \left(\frac{\partial G}{\partial x} \right)_{x=0}$$

Эта жесткость является минимальной, так как при любых других значениях $x \neq 0$ жесткость возрастает.

Величина, обратная жесткости, называется чувствительностью мембраны. Чувствительность показывает отношение перемещения жесткого центра к вызвавшему его бесконечно малому изменению усилия, приложенному к жесткому центру извне.

Напомним, что жесткость эластичных мембран обусловлена изменением их эффективной площади при перемещении жесткого центра. Жесткость мембран совместно с жесткостью других упругих элементов обычно определяет статическую погрешность прибора, борьба с которой не представляет больших технических трудностей. Изменения эффективной площади от изменения перепада давления при неподвижном жестком центре являются одной из основных составных частей погрешностей мембранных механизмов и поэтому всегда являются крайне нежелательными. Однако, как показывает опыт, эти два фактора, определяющие изменение эффективной площади мембраны, тесно связаны друг с другом: изменение перепада давления изменяет жесткость мембран: чем больше жесткость мембраны, тем сильнее сказывается влияние перепада давления. Поэтому стремление предельно уменьшить жесткость мембран, как мероприятие, направленное на повышение точности приборов, следует считать оправданным.

Кроме того, в характеристике мембран наблюдается петля гистерезиса (рис. 6). Гистерезис определяет вариацию показаний приборов, а также зону нечувствительности. Эти явления, пожалуй, следует считать самыми опасными как для показывающих, так и для регулирующих приборов. Причины гистерезисных явлений в дальнейшем рассмотрены подробнее, здесь же заметим, что они не

имеют самостоятельного значения, а являются производными от перемещения жесткого центра и изменения перепада давления. Кроме того, известно, что характеристики мембран в значительной степени зависят от температуры рабочей среды, однако все же основными причинами изменения эффективной площади мембраны является перемещение жесткого центра мембраны и изменения перепада давления на ней, поэтому этим вопросам в данной книге уделено основное внимание.

3. ФОРМА УПРУГОЙ ПОВЕРХНОСТИ МЕМБРАННОГО ПОЛОТНА

Известно, что при перемещении жесткого центра и при изменении перепада давления в мембране не происходит никаких изменений, кроме деформаций мембранного полотна, и поэтому причину всех изменений характеристик мембраны следует искать в изменении формы ее упругой поверхности.

Поскольку форма упругой поверхности мембранного полотна полностью определяется механическими свойствами материала, из которого оно изготовлено, то очевидно, что у мембран из разных материалов эта форма может быть различной. Опыт показывает, например, что при изготовлении мембраны из прорезиненных тканей упругая поверхность вообще не представляет собой поверхности вращения, что объясняется анизотропией механических свойств тканей.

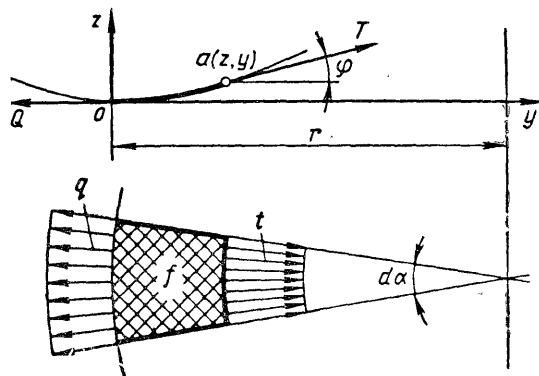


Рис. 7. Схема для определения формы упругой поверхности мембраны

Определим форму упругой поверхности для идеального мембранного полотна, т. е. такого, материал которого сопротивляется только силам натяжения в радиальном направлении.

Проведем систему координат (рис. 7) таким образом, чтобы ось z была параллельна вертикальной оси мембраны, ось y пересекала вертикальную ось мембраны, а начало координат располагалось в наинижней точке упругой поверхности полотна. Выделим на дуге линии провисания произвольную точку a с координатами

u и z . Можно считать, что дуга oa представляет собой проекцию элементарной площадки f , ограниченной радиусами $r-y$ и r , а также сторонами бесконечно малого центрального угла $d\alpha$. Выделенный элемент f нагруженного мембранного полотна находится в равновесии под действием давления p и сил реакции Q и T , которые вследствие эластичности материала направлены по касательной к линии провисания соответственно в точках o и a . Силы Q и T равномерно распределены по длине соответствующих сторон площадки f , и поэтому

$$Q = qr \, d\alpha, \quad T = t(r-y) \, d\alpha,$$

где q и t — интенсивности сил соответственно Q и T .

Условие равновесия выделенной элементарной площадки можно записать в виде

$$\Sigma Y = 0; \quad T \cos \varphi + r \, d\alpha \, zp = Q;$$

$$\Sigma Z = 0; \quad T \sin \varphi = p \left[\pi r^2 \frac{d\alpha}{2\pi} - \pi (r-y)^2 \frac{d\alpha}{2\pi} \right].$$

Деля второе уравнение системы на первое и выражая натяжение через его интенсивность, получим

$$\frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} = \frac{dz}{dy} = \frac{p \left[\frac{r^2}{2} - \frac{(r-y)^2}{2} \right]}{qr - prz}.$$

Последнее дифференциальное уравнение можно решить путем разделения переменных, и его решение при этом получится в виде

$$qrz - pr \frac{z^2}{2} = pr \frac{y^2}{2} + p \frac{y^3}{6} + C.$$

Из граничных условий: $y=0, z=0$ находим постоянную интегрирования $C=0$. Разделив обе части равенства на pr и обозначив $\frac{q}{p} = q_0$, получим

$$q_0 z - \frac{z^2}{2} = \frac{y^2}{2} - \frac{y^3}{6r}. \quad (2)$$

Величина q_0 является интенсивностью натяжения мембранного полотна в наинижней точке упругой поверхности при единичном перепада давления на мембране.

Уравнение (2) представляет собой уравнение линии провисания идеального мембранного полотна. При вращении дуги этой линии вокруг оси мембраны образуется ее кольцевая упругая поверхность. На рис. 8 в качестве примера представлены кривые, построенные по уравнению (2) для некоторых значений r и q_0 . Из рис. 8 следует, что линия провисания полотна представляет собой дугу замкнутой кривой, напоминающей форму яйца. Участками наибольшей кривизны кривая обращена к центру мембраны. Поскольку кривые на рис. 8 несимметричны относительно оси z , то можно сделать вывод о неправомерности определения эффективного радиуса r , как среднего арифметического между радиусами шайбы заземления и жесткого центра в некоторых работах [4].

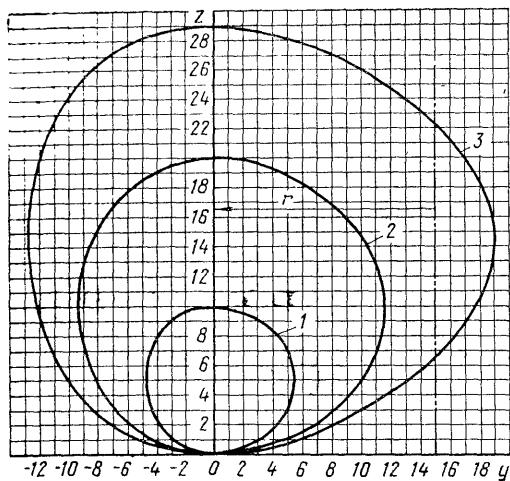


Рис. 8. Кривые, характеризующие форму гофра идеального мембранного полотна при $r=15$:

1 — $q_0=5$, 2 — $q_0=10$, 3 — $q_0=14,5$

Действительную величину эффективного радиуса для идеального мембранного полотна при нейтральном положении жесткого центра можно определить из уравнения (2) следующим образом.

Для нейтрального положения жесткого центра запишем

$$z_{y=y_1} = z_{y=y_2},$$

где

$$y_1 = r - \frac{d}{2} \text{ и } y_2 = -\frac{D}{2} + r.$$

Из уравнения (2) выразим

$$z_{y=y_1} = q_0 \pm \sqrt{q_0^2 - \left(r - \frac{d}{2}\right)^2 + \frac{\left(r - \frac{d}{2}\right)^3}{3r}},$$

$$z_{y=y_2} = q_0 \pm \sqrt{q_0^2 - \left(r - \frac{D}{2}\right)^2 + \frac{\left(r - \frac{D}{2}\right)^3}{3r}}.$$

Приравняв правые части полученных уравнений и возводя их в квадрат, после несложных преобразований получим

$$3r^2 \frac{d}{2} - \frac{d^3}{8} = 3r^2 \frac{D}{2} - \frac{D^3}{8}.$$

Из этого уравнения можно получить эффективный радиус

$$r = \sqrt{\frac{D^3 - d^3}{12(D - d)}} = \sqrt{\frac{1}{12}(D^2 + Dd + d^2)}.$$

Определив с помощью эффективного радиуса эффективную площадь, получим общезвестную формулу

$$s = \pi r^2 = \frac{\pi}{12}(D^2 + Dd + d^2).$$

Тот факт, что формула для определения эффективной площади, выведенная путем исследования формы упругой поверхности мембранного полотна, совпадает с формулой (1), полученной на основе принятой гипотезы о распределении сил от давления среды на упругую поверхность между корпусом и жестким центром, свидетельствует о том, что две основные гипотезы в теории эластичных мембран, о которых шла речь во введении, не противоречат друг другу и для идеального мембранного полотна фактически имеют один и тот же физический смысл. Ошибка некоторых авторов состояла только в том, что они исходили не из действительной формы линии провисания мембранного полотна, описываемого уравнением (2), а задавались ею априорно.

Экспериментальное исследование эффективной площади мембраны с мембранным полотном из резиновой пленки, армированной радиальными нитями, показали хорошую сходимость с теоретическими выводами. Отклонение расчетных данных от экспериментальных при определении эффективной площади не превышало 0,13%, что не выходит за пределы погрешностей самого эксперимента (методика экспериментальных исследований некоторых основных характеристик эластичных мембран описана ниже). Аналогичные эксперименты, проведенные с мембранным полотном в виде прорезиненной ткани сетчатой структуры и саржевого плетения, а также из различных полимерных пленок с изотропными механическими свойствами, показали, что теоретические расчеты для них дают значительные погрешности в определении эффективной площади, которые в некоторых случаях превышают 20%. Эти погрешности тем больше, чем меньше отношение $\frac{d}{D}$.

Такое расхождение с теоретическими расчетами объясняется тем, что материалы с изотропными механическими свойствами, а также ткани, сопротивляются натяжению в окружающем направлении, и поэтому форма упругой поверхности мембраны искажается. Участки полотна вблизи корпуса испытывают растягивающие окружные усилия, а участки, расположенные вблизи жесткого центра — сжимающие. Поскольку эластичные пленки не могут сопротивляться сжимающим усилиям, то вблизи жесткого центра иногда наблюдаются радиальные гофры, являющиеся следствием потери устойчивости эластичной оболочки при сжатии окружными усилиями.

Описанное распределение нагрузки в мембранном полотне приводит к смещению к центру мембраны экстремальной точки линии провисания, что в свою очередь вызывает уменьшение эффективного радиуса и эффективной площади мембраны. Наибольшие отклонения от теории дают плоские мембраны. Это объясняется тем,

Для некоторых материалов, применяемых для изготовления эластичных мембран, опытным путем была получена эмпирическая формула для определения коэффициента K , характеризующего отношение действительной величины эффективной площади s_d к теоретической s :

Значения параметров уравнения a , b и c приведены в табл. 1.

Значение опытных коэффициентов уравнения
для определения величины

Материал мембранного полотна	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
Прорезиненная ткань	0,477	1,358	—0,835
Пленка из фторопласта-4	0,160	2,04	—1,20
Полиэтиленовая пленка	0,205	0,813	—0,018

1. Если к точности и стабильности величины эффективной площади мембраны предъявляются повышенные требования, то целесообразно применять в качестве материала для мембран различные эластичные пленки (например, резиновые), армированные радиальными жесткими нитями, так как эти материалы наиболее полно соответствуют идеальному мембранному полотну. Технология изготовления некоторых таких комбинированных материалов для мембран описана в последней главе книги.

таких мембран оказываются наиболее стабильными. Указанное замечание относится к мембранам, работающим в компенсационном режиме, при котором жесткий центр совершает весьма малые перемещения.

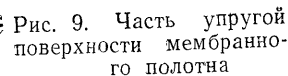
Для определения общих закономерностей, описывающих изменение эффективной площади эластичных мембран, пригодных для инженерных расчетов, исходим из распространенной гипотезы [32], что усилие от давления воздуха на элемент упругой поверхности мембранного полотна распределяется между корпусом и жестким центром в отношении, обратно пропорциональном расстояниям от них до данного элемента поверхности.

$$G = G_1 + G_2,$$

где G_1 — усилие от действия перепада давления на упругую кольцевую поверхность мембранного полотна;

Очевидно, что при перемещении жесткого центра относительно нейтрального положения

следовательно, все изменения усилия на штоке мембранного механизма происходят только за счет составляющей G_1 .



16

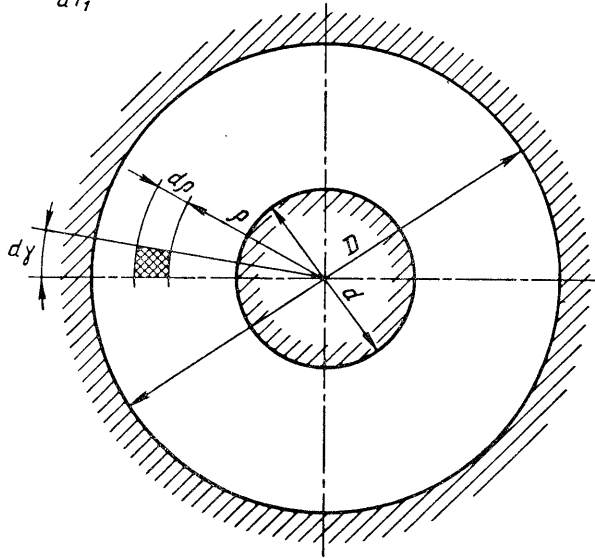
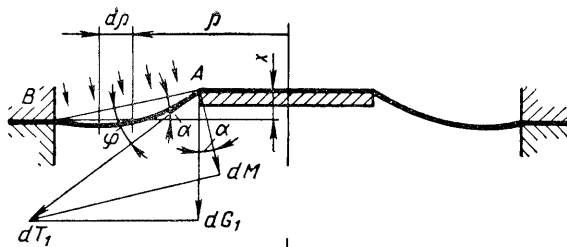


Рис. 10. Схема для расчета сил натяжения мембранного полотна по диаметру жесткого центра

Распределенные усилия g и t вследствие симметричности эпюры их распределения, можно заменить результирующими

$$M = \pi d g \quad \text{и} \quad T = \pi d t,$$

и тем самым задача отыскания усилий, передаваемых со стороны упругой поверхности на жесткий центр, направленных определенным образом в пространстве, сведется к плоской задаче, решение которой значительно проще.

На рис. 10 представлено радиальное сечение мембраны, жесткий центр которой смещен относительно нейтрального положения на величину x . Положительное перемещение x условимся отсчитывать от нейтрального положения в сторону, обратную направлению перепада давления на мембране.

Для определения величины G_1 выделим элементарную площадку упругой поверхности, ограниченную двумя окружностями ра-

диусов ρ и $\rho + d\rho$, а также сторонами центрального угла $d\gamma$, и рассмотрим силы, действующие на жесткий центр от давления p на выделенную площадку, в направлении, перпендикулярном к хорде AB . На выделенную элементарную площадку в этом направлении действует сила

$$dF = p\rho d\gamma \frac{d\rho}{\cos \alpha}. \quad (3)$$

Приводя силу dF к точке A , получим

$$dM = \frac{\frac{D}{2} - \rho}{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}} p\rho d\gamma \frac{d\rho}{\cos \alpha},$$

и сила натяжения полотна определится

$$dT_1 = \frac{dM}{\sin \varphi} = \frac{D - 2\rho}{D - d} \cdot \frac{p}{\sin \varphi \cdot \cos \alpha} \rho d\rho d\gamma.$$

Чтобы получить полную величину натяжения T_1 , эквивалентную натяжению полотна, распределенному по всему контуру жесткого центра, проинтегрируем последнее выражение:

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{p}{(D - d) \sin \varphi \cdot \cos \alpha} \int_0^{\frac{D}{2}} \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} (D - 2\rho) \rho d\rho d\gamma = \\ &= \frac{\pi p}{12 \sin \varphi \cdot \cos \alpha} (D^2 + Dd - 2d^2). \end{aligned} \quad (4)$$

Величина G_1 , являющаяся вертикальной составляющей силы T_1 , определится выражением

$$G_1 = \frac{\pi p \sin(\varphi + \alpha)}{12 \sin \varphi \cdot \cos \alpha} (D^2 + Dd - 2d^2).$$

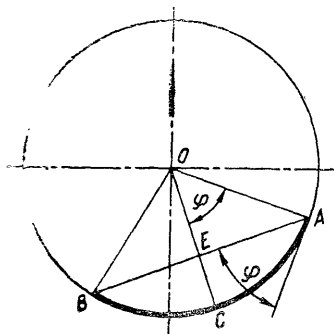
Складывая G_1 и G_2 , деля на p и учитывая, что

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2x}{D - d},$$

получим для эффективной площади

$$\begin{aligned} s &= \frac{G_1 + G_2}{p} = \frac{\pi d^2}{4} + \frac{\pi}{12} \left[1 + \frac{2x}{(D - d) \operatorname{tg} \varphi} \right] (D^2 + Dd - 2d^2) = \\ &= \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2) + \frac{\pi (D + 2d)}{6} \cdot \frac{x}{\operatorname{tg} \varphi}. \end{aligned} \quad (5)$$

Первый член правой части уравнения (5) представляет собой выражение для эффективной площади мембраны при нейтральном положении жесткого центра, а второй член определяет изменение эффективной площади для перемещения жесткого центра от ней-

Рис. 11. Схемы для определения угла φ

трального положения. В уравнении (5) неизвестной величиной является угол φ между хордой дуги гофра и касательной к ней в точке пересечения ее с плоскостью защемления мембраны в жестком центре. Этот угол может быть получен из рассмотрения уравнения линии провисания мембранного полотна. Для инженерных расчетов угол φ можно найти приближенно на основании допущения, что форма линии провисания близка к окружности. Кроме того, считаем, что длина дуги l линии провисания мембранного полотна остается неизменной.

Определим угол φ , пользуясь схемой, показанной на рис. 11. Из схемы следует, что $\varphi = \angle AOC$, как углы с взаимно перпендикулярными сторонами, а

$$\angle AOC = \frac{1}{2} \angle AOB = \frac{1}{2} \frac{\sphericalangle ACB}{OA}.$$

Здесь угол AOB мы заменили отношением длины дуги к радиусу, поскольку он является центральным.

Мы уже приняли, что $\sphericalangle ACB = l$, а из $\triangle AOE$ следует, что

$$OA = \frac{EA}{\sin \varphi}.$$

Кроме того, из рис. 10 и 11 следует, что

$$EA = \frac{AB}{2} = \frac{D-d}{4 \cos \alpha} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2},$$

то

$$OA = \frac{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}{2 \sin \varphi},$$

для угла φ получим уравнение

$$\varphi = \frac{l \sin \varphi}{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}.$$

Если принять во внимание, что угол φ находится в пределах

$0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$ его можно однозначно определить из последнего

уравнения, однако, как следует из рассмотрения его структуры, угол φ связан с основными конструктивными размерами мембра-

Значение углов φ в зависимости от $\frac{\sin \varphi}{\varphi}$

$\frac{\sin \varphi}{\varphi}$	φ	$\frac{\sin \varphi}{\varphi}$	φ	$\frac{\sin \varphi}{\varphi}$	φ
0,00	3,14	0,40	2,13	0,80	1,13
0,01	3,11	0,41	2,10	0,81	1,10
0,02	3,08	0,42	2,08	0,82	1,07
0,03	3,05	0,43	2,06	0,83	1,04
0,04	3,02	0,44	2,03	0,84	1,00
0,05	2,99	0,45	2,01	0,85	0,97
0,06	2,96	0,46	1,99	0,86	0,94
0,07	2,93	0,47	1,96	0,87	0,90
0,08	2,91	0,48	1,94	0,88	0,86
0,09	2,88	0,49	1,92	0,89	0,83
0,10	2,85	0,50	1,90	0,900	0,79
0,11	2,82	0,51	1,87	0,905	0,77
0,12	2,80	0,52	1,85	0,910	0,75
0,13	2,77	0,53	1,83	0,915	0,72
0,14	2,75	0,54	1,80	0,920	0,70
0,15	2,72	0,55	1,78	0,925	0,68
0,16	2,70	0,56	1,76	0,930	0,66
0,17	2,67	0,57	1,73	0,935	0,63
0,18	2,65	0,58	1,71	0,940	0,60
0,19	2,62	0,59	1,68	0,945	0,58
0,20	2,60	0,60	1,66	0,950	0,55
0,21	2,57	0,61	1,63	0,955	0,52
0,22	2,55	0,62	1,61	0,960	0,49
0,23	2,53	0,63	1,59	0,965	0,46
0,24	2,50	0,64	1,56	0,970	0,42
0,25	2,47	0,65	1,54	0,975	0,39
0,26	2,45	0,66	1,51	0,980	0,35
0,27	2,43	0,67	1,49	0,981	0,34
0,28	2,40	0,68	1,46	0,982	0,33
0,29	2,38	0,69	1,44	0,983	0,32
0,30	2,35	0,70	1,41	0,984	0,31
0,31	2,33	0,71	1,38	0,985	0,30
0,32	2,31	0,72	1,36	0,986	0,29
0,33	2,29	0,73	1,33	0,987	0,28
0,34	2,26	0,74	1,30	0,988	0,27
0,35	2,24	0,75	1,28	0,989	0,26
0,36	2,22	0,76	1,25		
0,37	2,19	0,77	1,22		
0,38	2,17	0,78	1,19		
0,39	2,15	0,79	1,16		

$\frac{\sin \varphi}{\varphi}$	φ	$\frac{\sin \varphi}{\varphi}$	φ	$\frac{\sin \varphi}{\varphi}$	φ
0,990	0,25	0,995	0,17	0,9993	0,06
0,991	0,23	0,996	0,16	0,9996	0,05
0,992	0,22	0,997	0,13	0,99975	0,04
0,993	0,21	0,998	0,11	1,00000	0,00
0,994	0,19	0,999	0,08		

ны D , d , l и с перемещением жесткого центра x трансцендентной зависимостью. Для удобства решения этого уравнения его можно преобразовать к виду

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}{l}. \quad (6)$$

Трансцендентное уравнение (6) легко можно решить либо графически, либо с помощью табл. 2. Для решения уравнения с помощью табл. 2 достаточно вычислить значение правой части и по ней найти угол φ . Угол φ , найденный из уравнения (6), необходимо подставить в уравнение (5) для определения эффективной площади мембраны.

Уравнения (5) и (6) представляют собой систему, которая однозначно описывает зависимость эффективной площади мембраны от перемещения жесткого центра. При этом для определения величины эффективной площади мембраны при любом перемещении жесткого центра относительно нейтрального положения необходимо и достаточно располагать такими основными конструктивными параметрами мембраны, как диаметр d жесткого центра, диаметр D защемления полотна в корпусе и длина l дуги гофра мембраны.

Графики, показанные на рис. 12, демонстрируют соответствие результатов расчета по формулам (5) и (6) с экспериментальными данными.

Анализируя полученные расчетные формулы (5) и (6), а также графики на рис. 12, можно сделать следующие основные выводы.

1. Функция, выражающая зависимость эффективной площади от перемещения жесткого центра, имеет асимптоты

$$x_{\max} = \pm \sqrt{l^2 - \left(\frac{D-d}{2}\right)^2}.$$

При этих значениях перемещения жесткого центра эффективная площадь мембраны стремится к бесконечности. Следовательно, указанные перемещения жесткого центра являются предельно возможными.

2. Если жесткий центр находится в нейтральном положении, т. е. $x=0$, то формула для определения эффективной площади совпадает с формулой (1).

3. Эффективная площадь мембраны может быть величиной поло-

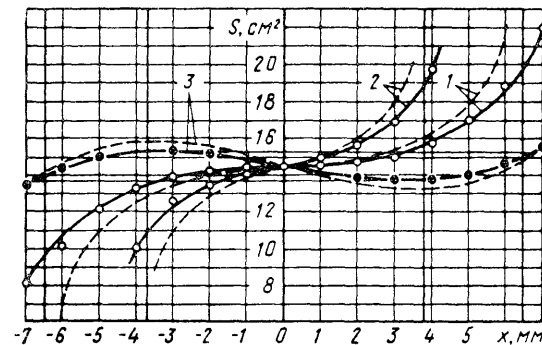


Рис. 12. Зависимость эффективной площади от перемещения жесткого центра при $D=5,02$ см, $d=3,5$ см:

сплошная линия — экспериментальная, штриховая — теоретическая по формулам (5) и (6), $l=1,0$ см, $2-l=0,85$ см, $3-l=1,5$ см

жительной, отрицательной и равной нулю. Эффективная площадь считается положительной, если направление усилия на жестком центре совпадает с направлением перепада давления, и отрицательной — если эти направления противоположны друг другу. Перемещение x_0 , при котором эффективная площадь становится равной нулю, определяет величину хода мембраны при отсутствии сопротивления на штоке мембранного механизма.

4. Полученные расчетные уравнения (5) и (6) достаточно хорошо согласуются с опытом для гофрированных мембран при небольших перемещениях жесткого центра и могут быть рекомендованы для этих случаев в качестве расчетных формул. Для плоских мембран, а также для гофрированных мембран при перемещениях жесткого центра, близких к

$$x_{\max} = \pm \sqrt{l^2 - \left(\frac{D-d}{2}\right)^2},$$

расчеты по приведенным уравнениям дают значительные погрешности, так как они не учитывают растяжения мембранного полотна, которое в этих условиях проявляется особенно сильно.

5. ЖЕСТКОСТЬ И ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ ЭЛАСТИЧНЫХ МЕМБРАН

Жесткость и связанная с ней величина — чувствительность эластичных мембран наравне с эффективной площадью являются основными их характеристиками. Жесткость мембран из материалов, практически не обладающих упругими свойствами, обуславливается только их свойством изменять свою эффективную площадь при

перемещении жесткого центра. Поэтому характеристика $s=s(x)$ является более универсальной. Однако в ряде случаев, когда мембрана не работает во всем диапазоне возможных перемещений жесткого центра, ее наиболее удобно характеризовать величиной жесткости или чувствительности. В наибольшей степени это относится к мембранам, работающим в режиме силовой компенсации.

Рабочее усилие на жестком центре может быть определено как

$$G = ps,$$

и, следовательно, жесткость мембраны можно выразить

$$C = \frac{dG}{dx} = p \frac{ds}{dx}.$$

Так как уравнения (5) и (6) дают зависимость $s=f(x, \varphi)$, то для нахождения производной воспользуемся правилом дифференцирования сложной функции нескольких переменных:

$$\frac{ds}{dx} = \frac{\partial s}{\partial x} \frac{dx}{dx} + \frac{\partial s}{\partial \varphi} \frac{d\varphi}{dx},$$

и найдем каждый из членов правой части последнего равенства.

1. Из уравнения (5),

$$\frac{\partial s}{\partial x} = \frac{\pi (D + 2d)}{6 \operatorname{tg} \varphi}.$$

2. Очевидно, что член

$$\frac{dx}{dx} = 1.$$

3. Из уравнения (5)

$$\frac{\partial s}{\partial \varphi} = -\frac{\pi (D + 2d) x}{6 \sin^2 \varphi}.$$

4. Из уравнения (6), представляющего собой неявную функцию $F(x, \varphi)$, можно записать

$$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{\frac{\partial}{\partial x} F(x, \varphi)}{\frac{\partial}{\partial \varphi} F(x, \varphi)},$$

где

$$\frac{\partial}{\partial x} F(x, \varphi) = -\frac{x}{l \sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}},$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} F(x, \varphi) = \frac{\varphi \cos \varphi - \sin \varphi}{\varphi^2},$$

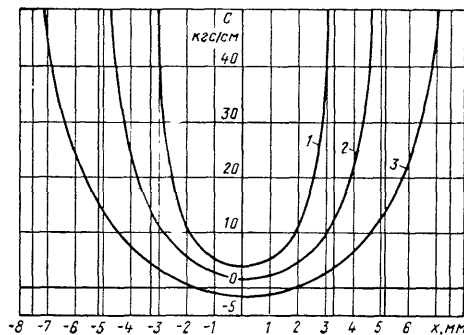


Рис. 13. Зависимость жесткости мембраны от перемещения жесткого центра при $p=1$ кгс/см², $D=5$ см, $d=4$ см:

1 — $l=0,6$ см, 2 — $l=0,7$ см, 3 — $l=0,9$ см

и поэтому

$$\frac{d\varphi}{dx} = -\frac{x\varphi^2}{l(\varphi \cos \varphi - \sin \varphi) \sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}.$$

Подставляя все найденные таким образом члены в исходное равенство, получим

$$\frac{ds}{dx} = \frac{\pi (D + 2d)}{6 \operatorname{tg} \varphi} + \frac{\pi (D + 2d) x^2 \varphi^2}{6 \sin^2 \varphi (\sin \varphi - \varphi \cos \varphi) l \sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}.$$

Тогда жесткость мембраны выразится

$$C = \frac{\pi p (D + 2d)}{6} \times \left[\operatorname{ctg} \varphi + \frac{x^2 \varphi^3}{l^2 (\sin \varphi - \varphi \cos \varphi) \sin^3 \varphi} \right], \quad (7)$$

где угол φ — по-прежнему связан с перемещением жесткого центра x зависимостью (5).

На рис. 13 показана зависимость жесткости мембраны C от

смещения жесткого центра относительно нейтрального положения при единичном перепаде давления для мембраны с различными гофрами.

Чувствительность мембраны, как величина, обратная ее жесткости, легко может быть выражена из уравнения (7):

$$\lambda = \frac{1}{C}.$$

Как следует из графика, показанного на рис. 13, если мембрана находится в нейтральном положении, то ее жесткость минимальна. В этом случае она может быть выражена формулой

$$C_0 = \frac{\pi r (D + 2d)}{6 \lg \varphi}. \quad (8)$$

Чувствительность же в этом случае максимальна и равна

$$\lambda_0 = \frac{6 \lg \varphi}{\pi r (D + 2d)}. \quad (9)$$

Функции, выражающие зависимости жесткости и чувствительности мембраны от положения жесткого центра, имеют асимптоты, которые совпадают с асимптотами функции $s=s(x)$.

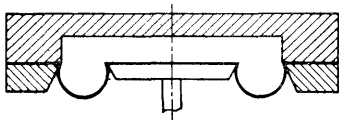


Рис. 14. Мембрана с отрицательной жесткостью

Жесткость и чувствительность мембраны при одних и тех же основных размерах D и d мембранного узла в значительной мере определяются глубиной ее гофра, которую мы характеризуем длиной дуги l свободного провисания мембранного полотна. В этом смысле можно считать, что при конструировании мембранного узла, варьируя глубиной гофра, можно получить требуемую жесткость или чувствительность, не меняя при этом основной характеристики мембраны — ее эффективной площади.

Необходимо отметить, что если $l < \frac{\pi}{4}(D-d)$, то мембрана обладает

положительной жесткостью: если $l = \frac{\pi}{4}(D-d)$, то жесткость мембраны в нейтральном положении равна нулю (по-видимому, именно для таких мембран уместно употреблять термин «висячая мембрана»); если же $l > \frac{\pi}{4}(D-d)$, то при нейтральном (или близком к нему) положении жесткого центра мембрана обладает отрицательной жесткостью. Характеристика мембраны с отрицательной жесткостью описывается кривой 3 на рис. 13.

Если мембрана обладает отрицательной жесткостью, то при положительных перемещениях жесткого центра эффективная площадь

сначала уменьшается, а затем неограниченно возрастает; при отрицательных перемещениях жесткого центра эффективная площадь сначала возрастает, а затем неограниченно убывает (см. рис. 12). Отрицательная жесткость — это не просто математическая абстракция, — такой жесткостью обладает мембрана, представленная на рис. 14. Кривая $s=s(x)$ для мембраны с отрицательной жесткостью (см. рис. 12) имеет два экстремума, и при своих перемещениях жесткий центр скачкообразно переходит из экстремальной точки характеристики на противоположную ветвь кривой, т. е. мембрана срабатывает релейно.

Металлические мембраны тоже могут обладать аналогичным свойством релейного срабатывания. Это так называемые прощелкивающие мембраны [1]. Обычно их изготавливают в форме поверхности шарового сегмента, радиус которого значительно превышает радиус окружности защемления мембраны в корпусе. Принципиальной отличительной особенностью металлических прощелкивающих мембран является то, что их релейные свойства обуславливаются упругостью материала, в то время как эластичные мембраны обладают этим же свойством без участия сил упругости.

6. ВЛИЯНИЕ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ НА ЭФФЕКТИВНУЮ ПЛОЩАДЬ МЕМБРАНЫ

При выводе основных расчетных уравнений (5) и (6) было сделано допущение, что длина дуги l гофра мембраны постоянна. Такое допущение значительно упрощает расчеты и для многих практических случаев дает достаточную точность. Если же жесткий центр мембраны смещен относительно нейтрального положения хоть бы на половину своего максимального хода, то допущение о неизменности длины дуги гофра дает значительные погрешности в определении эффективной площади.

Причины изменения длины дуги l гофра являются деформации растяжения мембранного полотна. Силы натяжения в материале мембранного полотна зависят, очевидно, от величины перепада давления и, как было показано раньше, от положения жесткого центра. Следовательно, учет изменения длины дуги гофра в результате деформации мембранного полотна означает в конечном счете установление зависимости эффективной площади от перепада давления на мембране.

Для мембран, работающих в режиме полной силовой компенсации, зависимость эффективной площади от перепада давления гораздо больше связана с метрологическими характеристиками приборов, чем зависимость ее от перемещения жесткого центра.

В результате деформаций мембранного полотна под действием сил натяжения, длина дуги гофра мембраны станет равной $l \pm \Delta l$. Считаем, что удлинение Δl прямо пропорционально напряжениям, возникающим в материале мембранного полотна, т. е. что деформации мембранного полотна подчиняются закону Гука. Тогда

$$\Delta l = \frac{\sigma}{E} l, \quad (10)$$

где σ — меридиональные напряжения в материале мембранного полотна;

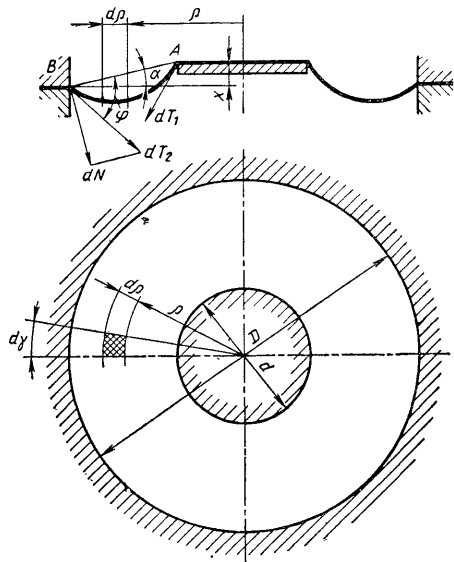


Рис. 15. Схема для расчета сил натяжения мембранного полотна по диаметру его защемления в корпусе

E — модуль упругости материала мембранного полотна.

Уравнение (10) может описывать деформации мембранного полотна лишь в том случае, если напряжения во всех его точках одинаковы. Расчеты и эксперименты показывают, что это условие в действительности не выполняется, однако для разработки упрощенной инженерной методики расчета мембран такое допущение может быть принято, и напряженное состояние материала полотна можно в этом случае характеризовать средней величиной σ .

Определим величину натяжения мембранного полотна в двух его характерных сечениях: в местах сопряжения с жестким центром T_1 (на рис. 15 сила dT_1 приложена в точке A), и с плоскостью наружного защемления T_2 . Сила T_1 , эквивалентная натяжению, распределенному по периметру жесткого центра, нами уже получена (4). Силу T_2 можно получить, воспользовавшись рис. 15, аналогичным путем. Для этого силу dF , согласно выражению (3), от давления воздуха на выделенную элементарную площадку приведем к точке B:

$$dN = \frac{\rho - \frac{d}{2}}{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}} \rho \rho d\gamma \frac{d\rho}{\cos \alpha}.$$

Тогда сила натяжения определится выражением

$$dT_2 = \frac{dN}{\sin \varphi} = \frac{2\rho - d}{D - d} \cdot \frac{\rho}{\sin \varphi \cos \alpha} \rho d\rho d\gamma,$$

а сила T_2 , эквивалентная натяжению, распределенному по всему периметру защемления мембранного полотна в корпусе, выразится зависимостью

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{\pi \rho}{(D - d) \sin \varphi \cos \alpha} \int_0^{2\pi} \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} (2\rho - d) \rho d\rho d\gamma = \\ &= \frac{\pi \rho}{12 \sin \varphi \cos \alpha} (2D^2 - Dd - d^2). \end{aligned} \quad (11)$$

Средняя величина натяжения мембранного полотна

$$T = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{\pi \rho (D^2 - d^2)}{8 \sin \varphi \cos \alpha},$$

а средняя величина площади сечения мембранного полотна, перпендикулярного к направлению натяжения T ,

$$f = \pi \frac{D + d}{2} \delta,$$

где δ — толщина мембранного полотна.

Тогда для среднего меридионального напряжения получим

$$\sigma = \frac{T}{f} = \frac{(D - d) \rho}{4 \delta \sin \varphi \cos \alpha}.$$

Уравнение (10) примет вид

$$\Delta l = \frac{(D - d) l \rho}{4 E \delta \sin \varphi \cos \alpha},$$

или, поскольку

$$\cos \alpha = \frac{D - d}{2 \sqrt{\left(\frac{D - d}{2}\right)^2 + x^2}},$$

то

$$\Delta l = \frac{\rho l \sqrt{\left(\frac{D - d}{2}\right)^2 + x^2}}{2 E \delta \sin \varphi}. \quad (12)$$

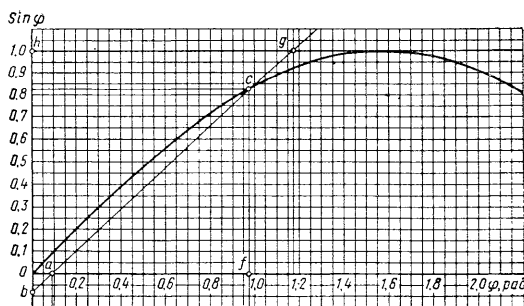


Рис. 16. Номограмма для определения угла φ

По аналогии с уравнением (6) для определения угла φ с учетом деформации мембранного полотна можно написать

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}{l + \Delta l},$$

откуда с учетом выражения (12) можно найти

$$\varphi = \frac{l \sin \varphi}{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}} + \frac{pl}{2E\delta}.$$

Таким образом, зависимость эффективной площади мембраны от перемещения жесткого центра и от перепада давления можно выразить системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{\pi}{12} (D^3 + Dd + d^3) + \frac{\pi (D+2d)}{6} \cdot \frac{x}{\operatorname{tg} \varphi}; \\ \varphi &= \frac{l \sin \varphi}{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}} + \frac{pl}{2E\delta}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Для определения эффективной площади мембраны при любом положении жесткого центра и при любом перепаде давления необходимо и достаточно располагать такими основными конструктивными параметрами мембранного узла, как диаметр D защелки мембраны в корпусе, диаметр d жесткого центра, длина дуги l гофра ненагруженной мембраны, толщина δ мембраны, а также модуль упругости материала E мембранного полотна.

Трансцендентность второго уравнения системы (13) значительно затрудняет нахождение угла φ . Для облегчения вычислений можно рекомендовать следующий графоаналитический метод.

На рис. 16 построена одна полуволна синусоиды. Для определения искомого угла φ необходимо на оси абсцисс отложить отрезок $oa = \frac{pl}{2E\delta}$, на оси ординат — отрезок

$$ob = -\frac{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}{2E\delta}$$

и через две полученные точки a и b провести прямую до пересечения с синусоидой. Абсцисса полученной таким образом точки пересечения с (отрезок of) и даст искомый угол φ в радианах.

Для доказательства этого метода решения второго уравнения системы (13) запишем соотношение, вытекающее из подобия треугольников aob и acf :

$$\frac{af}{ef} = \frac{ao}{ob}$$

Если учесть, что $cf = \sin \varphi$, то можно записать

$$\begin{aligned} af &= \frac{cf \cdot oa}{ob} = \frac{\sin \varphi \cdot pl \cdot 2E\delta}{2E\delta \sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}} = \\ &= \frac{l \sin \varphi}{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}. \end{aligned}$$

Тогда весь отрезок

$$of = \varphi = oa + af = \frac{pl}{2E\delta} + \frac{l \sin \varphi}{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}},$$

что и требовалось доказать.

При малых длинах отрезков oa и ob , что возможно при большом модуле упругости E материала мембранного полотна, проведение прямой через точки a и b затруднено, и поэтому возможны значительные ошибки в определении угла φ . Несколько более точное построение может быть сделано, если прямую проводить через одну из точек a или b и точку g , ордината которой равна 1, а абсцисса

$$hg = \frac{l}{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}} + \frac{pl}{2E\delta}.$$

Справедливость такого способа построения легко может быть доказана из подобия треугольников aob и bhg .

Рис. 17. Зависимость эффективной площади от перемещения жесткого центра и от перепада давления на мембране при $D=5,02$ см, $d=3,5$ см, $l=0,84$ см, $\delta=0,10$ см, $E=75$ кгс/см²
 1 — $p=0$; 2 — $p=1,0$ кгс/см²; 3 — $G=6,462$ кгс; 4 — $p=0,7$ кгс/см²

(сплошные линии — экспериментальные кривые, штриховые — теоретические кривые)

Если точность графоаналитического метода определения угла φ не удовлетворяет требованиям решения задачи, то второе уравнение системы (13) может быть решено методом последовательных приближений, хотя этот метод значительно сложнее.

Поскольку эффективная площадь мембраны является функцией двух независимых переменных x и p , то в координатах s х может быть построена область возможных значений эффективной площади мембраны. На рис. 17 в качестве примера построена такая область для мембраны со следующими параметрами: $D=5,02$ см, $d=3,5$ см, $l=0,84$ см, $\delta=0,10$ см, $E=75$ кгс/см².

Заштрихованная область возможных изменений эффективной площади ограничивается двумя кривыми 1 и 2. Кривая 1 построена для случая $p=0$, а кривая 2 — для максимального рабочего перепада давления, в данном случае — для $p=1,0$ кгс/см². Здесь же сплошными линиями показаны две характерные экспериментальные зависимости: кривая 4, представляющая зависимость $s=s(x)$ для случая $p=0,7$ кгс/см² и кривая 3, представляющая зависимость $s=f(x, p)$ при постоянном рабочем усилии, приложенном к жесткому центру, $G=6,462$ кгс.

Полученные таким образом экспериментальные кривые находятся в основном внутри области, определенной теоретическим путем. В области отрицательных перемещений жесткого центра экспериментальная кривая 3 находится ближе к теоретической кривой 2, а в области положительных перемещений — ближе к кривой 1, что полностью согласуется с теоретическими выводами.

На рис. 18 показана зависимость эффективной площади от перепада давления при нескольких постоянных значениях смещения жесткого центра относительно нейтрального положения. В области малых давлений изменение эффективной площади значитель-

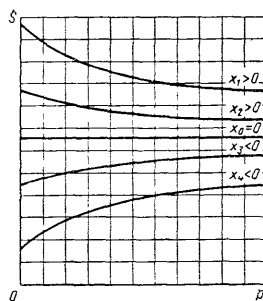
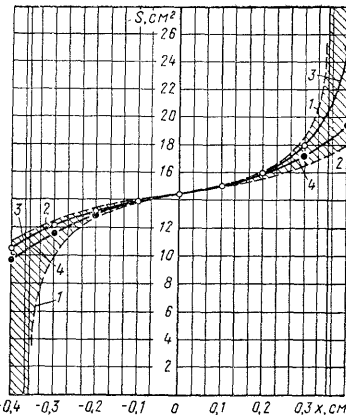


Рис. 18. Зависимость эффективной площади от перепада давления при постоянном смещении жесткого центра относительно нейтрального положения

но больше, чем при повышенных давлениях. Именно эта неустойчивость характеристики эластичных мембран в области низких давлений обусловила выбор нижнего предела диапазона рабочего давления пневматических приборов не менее 0,2 кгс/см² (условный «нуль» стандартного пневматического сигнала).

Уравнения (13) применимы для расчета как гофрированных, так и плоских мембран. Однако при расчете плоских мембран необходимо иметь в виду, что уравнения (13) дают удовлетворительные результаты лишь для материалов со стабильными упругими свойствами, например для резиновых мембран. Опыты с плоскими мембранами из прорезиненных тканей различной толщины, полиэтлена и фторопласта-4 показали, что эти материалы, обладая ползучестью, дают значительные остаточные деформации, которые обуславливают образование гофра на мембране. Образованию гофра способствует также некоторое вытягивание мембранного полотна из мест его защемления, если мембранная сборочная единица не содержит приспособлений для предварительного натяжения полотна. Иногда плоское мембранное полотно при сборке специально устанавливают с предварительным прослаблением для увеличения хода жесткого центра. Во всех этих случаях начальную длину дуги l участка провисания мембранного полотна определяют по эмпирической формуле

$$l = m_0 \frac{D-d}{2}, \quad (14)$$

где m_0 — опытный коэффициент, характеризующий глубину гофра, образующегося на плоской мембране вследствие указанных выше причин.

Опыты с плоскими мембранами из прорезиненных тканей толщиной 0,2, 0,4 и 0,8 мм, устанавливаемых без предварительного натяга и без предварительного прослабления, показали, что для них коэффициент m_0 находится в пределах 1,025—1,040.

7. ВЛИЯНИЕ РАДИУСОВ СКРУГЛЕНИЯ В МЕСТАХ ЗАЩЕМЛЕНИЯ МЕМБРАННОГО ПОЛОТНА

Анализируя основные расчетные уравнения (13) для эластичных мембран, можно сделать вывод, что если мембрана находится в режиме полной силовой компенсации, и ее жесткий центр — в ней-

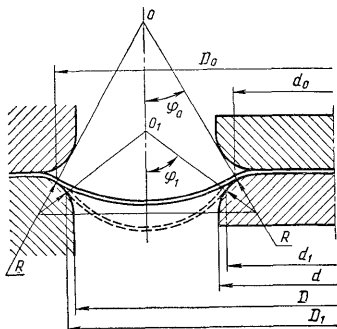


Рис. 19. Схема для определения влияния радиусов скругления на величину эффективной площади

тральном положении, то эффективная площадь такой мембраны не изменяется. Действительно, опыт показывает, что при нейтральном положении жесткого центра мембрана обладает наиболее стабильными характеристиками. Однако, если эластичные мембраны применяются в приборах высоких классов точности, то приходится учитывать влияние на эффективную площадь не только рассмотренных основных факторов, но и других, менее важных. К числу таких второстепенных факторов следует в первую очередь отнести наличие радиусов скругления в местах защемления мембранного полотна в корпусе и в жестком центре. Рассмотрим наиболее важный с практической точки зрения случай, когда: 1) жесткий центр находится в нейтральном положении; 2) радиусы скругления в корпусе и на жестком центре примерно одинаковы; 3) радиусы скругления значительно меньше радиуса кривизны линии гофра мембраны.

На рис. 19 показан гофр мембраны до нагружения ее перепадом давления (сплошными линиями) и после нагружения (штриховыми линиями). Расчетные диаметры зашлемления мембранного полотна определяются граничными линиями контакта мембранного полотна с корпусом и жестким центром. До нагружения мембраны эти расчетные диаметры составляют D_0 и d_0 , а после нагружения они равны соответственно D_1 и d_1 . Изменения основных расчетных диаметров, а следовательно, и эффективной площади, происходят опять-таки в результате деформации мембранного полотна.

Очевидно, что при принятых условиях угол φ_0 до нагружения мембраны перепадом давления может быть найден из уравнения, аналогичного (6) при $x=0$, т. е.

$$\frac{\sin \varphi_0}{\varphi_0} = \frac{D_0 - d_0}{2l} \approx \frac{D - d}{2l},$$

где D и d — конструктивные диаметры корпуса и жесткого центра мембранной сборочной единицы.

Таким же образом, по аналогии со вторым уравнением (13) можно записать

$$\varphi_1 = \frac{2l \sin \varphi_1}{D - d} + \frac{pl}{2E\delta}.$$

Из схемы, показанной на рис. 19, получим

$$D_0 - D_1 = \Delta D = 2(R \sin \varphi_1 - R \sin \varphi_0),$$

откуда

$$D_1 = D_0 - 2R(\sin \varphi_1 - \sin \varphi_0).$$

Аналогичным образом можно получить выражение для диаметра жесткого центра

$$d_1 = d_0 + 2R(\sin \varphi_1 - \sin \varphi_0).$$

Тогда изменение эффективной площади мембраны под действием перепада давления, обусловленное наличием радиусов скругления, определится выражением

$$\begin{aligned} \Delta s &= \frac{\pi}{12} (D_0^2 + D_0 d_0 + d_0^2) - \frac{\pi}{12} (D_1^2 + D_1 d_1 + d_1^2) = \\ &= \frac{\pi R}{6} (\sin \varphi_1 + \sin \varphi_0) [D_0 - d_0 - 4R(\sin \varphi_1 - \sin \varphi_0)]. \end{aligned}$$

Если в последнем уравнении D_0 и d_0 заменить значениями соответствующих конструктивных диаметров D и d , то для определения изменения эффективной площади можно получить приближенные уравнения, удобные при инженерных расчетах, которые целесообразно записать в виде системы

$$\left. \begin{aligned} \Delta s &= \frac{\pi R}{6} (\sin \varphi_1 - \sin \varphi_0) [D - d - 4R(\sin \varphi_1 - \sin \varphi_0)]; \\ \varphi_1 &= \frac{2l \sin \varphi_1}{D - d} + \frac{pl}{2E\delta}; \quad \frac{\sin \varphi_0}{\varphi_0} = \frac{D - d}{2l}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Второе уравнение системы (15) можно решить графоаналитическим способом с помощью номограммы, показанной на рис. 16, или методом последовательных приближений, а третье уравнение удобно решать с помощью табл. 2.

Из анализа расчетных уравнений (15) следует вывод, что повышать стабильность характеристик эластичных мембран можно двумя конструктивными путями: уменьшением радиусов скругления R и применением гофрированных мембран. Значительному повышению стабильности характеристик мембран способствует также повышение модуля упругости E материала мембранного полотна.

Следует отметить, что требование предельного уменьшения радиусов скругления R вступает в противоречие с требованием обеспечения необходимой прочности и долговечности мембранного полотна. В дальнейшем при изложении методов расчета мембран-

ного полотна на прочность приводятся некоторые практические рекомендации по выбору минимальных радиусов скругления.

При выводе уравнений (15) мы приняли, что радиусы скругления в корпусе и на жестком центре одинаковы. Однако можно доказать, что, например, для идеального мембранного полотна из условия минимума изменения эффективной площади радиус скругления на жестком центре должен быть несколько больше, чем в корпусе (кстати, такое же соотношение радиусов скругления диктуется и условием равнопрочности мембранной сборной единицы, глубины гофра (т. е. от длины дуги l) и от модуля упругости материала мембранного полотна. Для материалов с изотропными механическими свойствами, как показывает опыт, это соотношение значительно отличается от соотношения для идеального мембранного полотна. В особо ответственных случаях для приборов высоких классов точности соотношение радиусов скругления корпуса и жесткого центра рекомендуется подбирать экспериментально.

8. ПРИЧИНЫ НЕСТАБИЛЬНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛАСТИЧНЫХ МЕМБРАН

Очень большое практическое значение имеет вопрос стабильности характеристик эластичных мембран во времени. Работами Центрального научно-исследовательского института комплексной автоматизации (ЦНИИКА) установлено, например, что надежность аналоговых элементов УСЭППА определяется стабильностью их метрологических характеристик во времени. Характерным видом отказа этих приборов является выход за установленный для них класс точности, причиной которого, как правило, является изменение эффективной площади мембран. К сожалению, вопрос стабильности характеристик мембран в настоящее время очень мало изучен, и его актуальность все более возрастает по мере повышения требований к точности и надежности приборов пневмо-гидроавтоматики. Трудность исследования заключается в большой длительности экспериментов, что затрудняет проведение их в больших масштабах, а без достаточного количества экспериментальных данных не могут быть разработаны достаточно надежные инженерные методы расчетов.

Как показывает опыт, одной из основных причин нестабильности характеристик эластичных мембран является ползучесть материала мембранного полотна. В первоначальный период работы мембраны большое значение имеет также процесс вытягивания полотна из мест защемления. Для идеального мембранного полотна, наиболее близким примером которого может служить резиновая пленка, армированная радиальными жесткими нитями, эти причины являются существенными лишь для случая, когда жесткий центр смещен относительно нейтрального положения.

Для большинства современных приборов пневмоавтоматики наибольший практический интерес представляет стабильность мембраны при нейтральном положении жесткого центра. В связи с этим применение для мембранного полотна эластичных пленок с радиальным армированием в приборах повышенных классов точности является перспективным. Механизм процесса изменения эффективной площади мембраны из изотропного материала и из прорезинен-

ных тканей при нейтральном положении жесткого центра можно объяснить следующим образом. Упругая поверхность мембранного полотна из указанных материалов имеет форму, отличную от формы идеального мембранного полотна, что обуславливается наличием в нем не только меридиональных напряжений, но и окружных. Процесс ползучести материала вызывает изменение формы упругой поверхности и перераспределение напряжений. Процесс релаксации меридиональных напряжений происходит таким образом, что они приближаются к некоторому минимуму, отличному

от нуля (для мембран, у которых угол $\varphi < \frac{\pi}{2}$), окружные же напряжения стремятся к нулю, хотя и не достигают его. Это приводит к тому, что форма упругой поверхности в какой-то мере приближается к идеальной, следовательно, увеличивается эффективная площадь мембраны во времени. Процесс вытягивания полотна из мест защемления приводит к удлинению дуги свободного провисания и тоже сказывается на изменении формы упругой поверхности. Однако, поскольку вытягивание из корпуса и из жесткого центра может быть неодинаковым вследствие неравномерности затяжки, то влияние этого процесса на величину эффективной площади носит не систематический характер.

При разработке методов расчета эластичных мембран мы предполагали, что материал полотна не обладает изгибной жесткостью. Такое допущение является общепринятым для металлических мембран, и для эластичных мембран оно является тем более уместным. Однако, когда возникает вопрос о поргешностях мембранной сборной единицы в пределах десятых или сотых долей процента, то влиянием изгибной жесткости материала мембранного полотна на характеристики мембраны пренебрегать нельзя. Собственно на наличие изгибной жесткости не так вредно сказывается на характеристике мембраны, как изменения этой жесткости под действием различных факторов и в особенности с течением времени. Среди различных внешних факторов, влияющих на изменение жесткости материала мембран, первостепенное значение имеет температура окружающей среды.

Температурные испытания [20, 27] мембран из прорезиненных шелкового полотна, капрона и стеклотканей, проводимые как в условиях низких температур (до -40°C), так и при высоких температурах (до $+120 \div 150^{\circ}\text{C}$), показали, что при отклонении температуры от нормальной ($+20 \div 25^{\circ}\text{C}$) жесткость мембран из всех трех видов материала возрастает. В условиях пониженных температур увеличение жесткости, по мнению авторов, происходит из-за отвердения резинового покрытия; в условиях же повышенных температур оно происходит частично из-за изменения физико-механических свойств основы мембраны, а частично в результате натяжения мембраны при деформации корпуса (из-за разницы коэффициентов температурного расширения материалов). Мембраны на основе шелковых и стеклянных тканей дают меньше изменения характеристика при работе в условиях положительных температур (до $+120^{\circ}\text{C}$), чем на основе капроновых тканей. Отмечается также, что после первоначальных испытаний при высоких температурах характеристика мембраны в условиях нормальной температуры оказывается отличной от исходной. Однако после многократных последующих температурных испытаний характеристика мембраны при $+20^{\circ}\text{C}$ стабилизируется.

Большое влияние на изменение жесткости мембранного полотна из прорезиненных тканей оказывает процесс старения резины. Скорость процесса старения зависит от многих факторов, характеризующих окружающую среду: от температуры, влажности воздуха, наличия в воздухе различных агрессивных паров и газов.

Возможными причинами различий в характеристиках одинаковых по конструкции мембран, изготовленных из одного и того же материала, являются: незначительные смещения отверстий под крепежные винты, неоднородность материала на различных участках мембранного полотна, некоторая деформация волокон ткани при креплении жесткого центра и пр.

В связи с этим для особо ответственных мембранных узлов применяют различные конструктивные и технологические приемы, направленные на повышение стабильности их характеристик: применение устройств, обеспечивающих определенное положение жесткого центра относительно корпуса [40], затяжку гаек узлов за смещения мембранного полотна тарированными ключами и пр.

9. ГИСТЕРЕЗИС В ХАРАКТЕРИСТИКЕ МЕМБРАН

Гистерезис в характеристике эластичных мембран $s=f(x, p)$ является одним из основных препятствий на пути повышения точности приборов пневмоавтоматики, так как определяет их зону нечувствительности и вариацию показаний. Обычно считают, что главной его причиной является гистерезис, присущий механическим свойствам мембранного полотна. Действительно, если при нагружении материал мембранного полотна испытывает определенные деформации, а при снятии нагрузки деформации полностью не исчезают, то это приводит к тому, что удлинение дуги гофра за висит не только от положения жесткого центра и перепада давления в данный момент, но и от состояния мембраны в предыдущий период времени. Следовательно, можно считать, что одной из причин гистерезиса характеристики $s=f(x, p)$ являются остаточные деформации мембранного полотна.

Опытным путем установлено, что остаточные деформации, которые материал мембранного полотна приобретает тот час же после снятия нагрузки, в дальнейшем, с течением времени уменьшаются, стремясь к определенному пределу, не равному нулю. В связи с этим следует различать постоянные и временные остаточные деформации. Под временными, очевидно, следует понимать те остаточные деформации, которые с течением времени полностью исчезают. Остаточные деформации, которые остаются по прошествии длительного времени после снятия нагрузки, следует считать постоянными.

Временными остаточными деформациями в той или иной мере обладают все материалы, применяемые для эластичных мембран, и в особенности прорезиненные ткани на различных основах. Временные остаточные деформации имеют место не только при полном снятии нагрузки, а и при всяких ее изменениях в ту или иную сторону, т. е. и при возрастании нагрузки деформации полотна продолжают нарастать в течение некоторого времени.

Деформация определяет гистерезис, который зависит не только от перемещения жесткого центра и изменения перепада давления, но и от характера режима нагружения мембранного полотна во

времени, т. е. от того, насколько быстро меняется нагрузка. С этой точки зрения материал мембранного полотна имеет смысл характеризовать скоростью релаксации временных остаточных деформаций. Тогда, если скорость изменения нагрузки на мембрану значительно больше или значительно меньше скорости релаксации временных остаточных деформаций, то указанный режим нагрузки является наименее опасным с точки зрения гистерезиса, если же эти скорости соизмеримы или равны, то такой режим нагрузки наиболее благоприятствует появлению гистерезиса.

В результате постоянных остаточных деформаций в начальный период работы характеристика мембраны сильно меняется, а затем со временем стабилизируется. Если же постоянные остаточные деформации со временем прогрессируют, что бывает при перегрузках мембраны, то это неизбежно приводит к разрушению полотна.

Среди других несовершенств материалов мембранного полотна, определяющих гистерезис в характеристике мембран, прежде всего следует указать на наличие некоторой изгибной жесткости эластичных пленок. Поскольку всякие перемещения жесткого центра сопряжены с деформациями изгиба полотна, на которые затрачивается определенная энергия, то площадь петли гистерезиса должна включать в себя также и величину указанной энергии. Для уменьшений этой весьма значительной составляющей гистерезиса можно рекомендовать применение более эластичных и тонких пленок.

Одной из причин гистерезиса в характеристике механических свойств прорезиненных тканей является трение нитей основы в местах их переплетения, сопровождающее всякие деформации полотна. Мембраны из прорезиненных тканей более склонны к гистерезису, чем другие материалы.

Рассмотренные явления объясняют гистерезис мембран, обусловленный свойствами материала мембранного полотна. Кроме того, как показывает опыт, гистерезис обуславливается и некоторыми конструктивными элементами мембранной сборочной единицы. К их числу следует в первую очередь отнести наличие радиусов скругления в местах защемления полотна в корпусе и на жестком центре (см. рис. 19). Некоторая часть мембранного полотна свободно облегает указанные скругления, и потому деформация всей упругой поверхности мембраны сопровождается сухим трением полотна о поверхности деталей корпуса и жесткого центра, но, как известно, сухому трению присущи гистерезисные явления.

Отсутствие достаточного количества экспериментальных данных не дает возможности в настоящее время разработать методику инженерных расчетов характеристик эластичных мембран с учетом их гистерезиса, однако следует заметить, что уравнения (13) позволяют определить область возможных изменений эффективной площади (см. рис. 17), которая включает в себя в основном и изменения, обусловленные гистерезисом, хотя и не позволяет выделить их отдельно. В области же весьма малых перемещений жесткого центра вблизи нейтрального положения уравнения (13) не охватывают изменений, вызванных гистерезисом, к тому же в данном случае гистерезис проявляется настолько слабо, что его трудно обнаружить экспериментальным путем.

Как известно, в начальный период работы мембраны ее характеристика нестабильна. Из этого положения может быть сделан

весьма важной для практики вывод: прежде, чем войти в нормальный рабочий режим, эластичная мембрана должна пройти период приработки или «тренировки». С этой целью можно, например, рекомендовать производить дополнительную поднастройку пневматических приборов по истечению определенного промежутка времени после их ввода в эксплуатацию. Для аналоговых элементов УЭСППА, как показывает опыт, поднастройку желательно производить после первых 500—1000 ч работы. Однако, поскольку из элементов УЭСППА зачастую собираются весьма сложные системы автоматики, включающие десятки и сотни элементов, то такая поднастройка в условиях эксплуатации может оказаться весьма затруднительной. Однако можно разработать технологию ускоренной тренировки мембран в приборе, которая может производиться на заводе-изготовителе.

10. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА НА БАЗЕ ПЛОСКИХ И ГОФРИРОВАННЫХ МЕМБРАН

Все мембранные элементы и устройства пневмоавтоматики можно разделить на две большие группы: аналоговые и дискретные. В аналоговых приборах выходной сигнал плавно изменяется в зависимости от входного сигнала по определенному закону, заложенному в конструкции прибора. В качестве входных сигналов могут быть различные физические параметры. Например, у пневматических функциональных элементов, составляющих большую группу приборов, к которым относятся регуляторы, сумматоры, усилители и другие элементы и блоки, входными и выходными сигналами является давление воздуха. Большая группа пневматических датчиков в качестве входного сигнала использует разнообразные физические параметры, — давление, температуру, линейные и угловые перемещения, механические усилия, электрические величины и т. д., — а выходным сигналом является давление воздуха, пропорциональное измеряемому физическому параметру. И, наконец, исполнительные механизмы преобразовывают входной пневматический сигнал в какой-либо другой физический параметр, чаще всего в пропорциональное линейное перемещение.

Дискретные приборы отличаются от аналоговых тем, что у них выходной сигнал может принимать лишь два значения: минимальное, условно принимаемое за 0 (ноль), и максимальное, условно принимаемое за 1 (единицу). У дискретных приборов изменение выходного сигнала происходит резко (скачком) при достижении определенного значения входного сигнала, называемого порогом срабатывания. Дискретные приборы так же, как и аналоговые, можно разделить на датчики, функциональные преобразователи и исполнительные механизмы.

Условия работы эластичных мембран в аналоговых и дискретных пневматических приборах различны, однако вопрос об изменении эффективной площади в обоих случаях является актуальным.

В аналоговых исполнительных механизмах (см. рис. 1, б) жесткий центр мембраны совершает большие перемещения, и изменения эффективной площади при этом во многом определяют основные характеристики устройства, в особенности его линейность, т. е. отклонение закона изменения перемещения рабочего органа

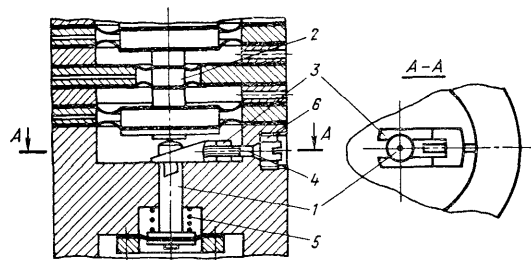


Рис. 20. Схема узла настройки соотношения эффективных площадей мембран приборов АУС

при изменении входного пневматического сигнала от прямой пропорциональности.

Переход на принцип компенсации сил в подавляющем большинстве аналоговых приборов пневмоавтоматики позволил значительно уменьшить рабочие перемещения мембран. Однако это не упразднило проблему повышения точности характеристик эластичных мембран $s=s(x)$, так как они по-прежнему в значительной мере определяют метрологические показатели приборов. Принцип действия многих аналоговых пневматических приборов АУС и УЭСППА не предполагает особых требований к величине эффективной площади мембран, зато обязательным является условие равенства эффективных площадей отдельных мембран или даже целых групп мембран. Современная технология изготовления мембранных сборочных единиц не позволяет выполнить такое условие с достаточной для практики степенью точности, поэтому конструкции приборов предусматривают различные механизмы настройки соотношения эффективных площадей мембран. Принцип действия всех механизмов основан на перемещении жестких центров мембран относительно нейтрального положения. В приборах АУС (рис. 20) он достигается за счет перемещения сопла 1, за которым следует вся мембранная сборочная единица 2. Перемещение сопла осуществляется с помощью клина 3, перемещаемого винтом 4, и пружины 5. Винт 4, а следовательно, и сопло 1 в нужном положении контрятся гайкой 6. В элементах сравнения УЭСППА осевое перемещение мембранной сборочной единицы 1 (рис. 21) осуществляется с помощью винтов 2 и 3, которые стопорятся контргайками 4 и 5. С помощью винтов 2 и 3 в этих приборах также устанавливается суммарный зазор между соплами и заслонками.

С помощью описанных механизмов можно найти оптимальное положение мембранной сборочной единицы, при котором погрешность прибора от неравенства эффективных площадей соответствующих мембран минимальна, однако полностью устранить погрешность нельзя, — для этого необходимо было бы иметь возможность перемещать жесткий центр каждой мембраны в отдель-

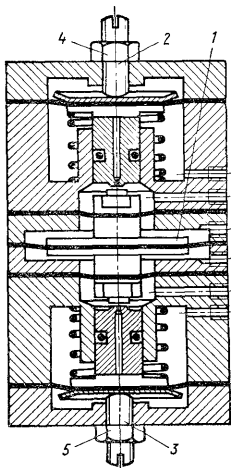


Рис. 21. Схема элемента сравнения УСЭППА

т. е. свойство мембран скачкообразно менять свою эффективную площадь при перемене направления перепада давления проявляется лишь в том случае, когда жесткий центр смещен относительно нейтрального положения (при $x=0$, $\Delta s=0$). При работе, например, элементов сравнения УСЭППА (рис. 21) во всех его камерах давление может изменяться по любому закону, и изменения направления перепада давления на мембранах в таких условиях становится вполне обычным явлением, что обязательно вызывает дополнительные погрешности приборов. Значительно лучше работают сдвоенные мембраны (см. рис. 20), применяемые в приборах АУС. В этом случае направление перепада давления на мембране не изменяется.

Из сказанного следует вывод, что, хотя настройка соотношения площадей мембран в настоящее время является эффективным способом компенсации всех технологических погрешностей при изготовлении мембранных сборочных единиц, ее возможности ограничены, и поэтому, идя по пути увеличения точности пневматических приборов, необходимо технологическими средствами максимально повышать стабильность характеристик мембран с тем, чтобы окончательная настройка прибора производилась за счет минимальных перемещений их жестких центров. В качестве таких технологических приемов можно рекомендовать уменьшение допусков на механическую обработку деталей, входящих в мембранную сборочную

единицу, и применение мембранного полотна более высокого качества, в частности полотна с радиальным расположением нитей арматуры.

Что касается мембран элементов дискретной техники, то вопрос об изменении эффективной площади для них стоит гораздо менее остро. Здесь необходимо иметь в виду, что свойство мембран (за исключением мембран, показанных на рис. 14) изменять свою эффективную площадь вносит в прибор элемент отрицательной обратной связи. Прибор дискретной техники, как правило, конструируют таким образом, чтобы в нем была предусмотрена положительная обратная связь, — только в этом случае он работает reliably. При конструировании таких приборов достаточно лишь предусмотреть, чтобы величина положительной обратной связи, закладываемой в конструкцию, превышала отрицательную обратную связь, вносимую характеристиками эластичных мембран. Следует иметь в виду, что перемещение жестких центров у дискретных приборов на много больше, чем у аналоговых, поэтому и эффективная площадь их мембран изменяется в больших пределах.

11. ВЫБОР И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕМБРАННЫХ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ

К основным конструктивным элементам мембранных сборочных единиц относятся: диаметр D наружного защемления, диаметр d жесткого центра, глубина гофра или длина l дуги свободного провисания мембранного полотна, а также материал мембранного полотна. В процессе конструирования мембранной сборочной единицы приходится выбирать также и радиусы скругления в местах защемления мембранного полотна, способы его защемления в корпусе и в жестком центре и некоторые другие конструктивные элементы, так или иначе влияющие на характеристику мембран.

В качестве исходных данных для конструирования сборочной единицы могут использоваться, например, требуемая величина эффективной площади, требуемое максимальное рабочее перемещение жесткого центра и др. Часто при конструировании исходят из таких общих соображений, как получение возможно более высокой точности прибора, предельное уменьшение его габаритных размеров и т. д.

Если требуется рассчитать конструктивные размеры мембраны, обладающей заданной эффективной площадью в нейтральном положении жесткого центра, то обычно задаются отношением диаметра D и d таким образом, что

$$\varepsilon = \frac{d}{D} \approx 0,5 \div 0,85.$$

Тогда уравнение (1) можно записать в виде

$$s = \frac{\pi D^2}{12} (1 + \varepsilon + \varepsilon^2),$$

определить диаметр наружного защемления

$$D = \sqrt{\frac{12s}{\pi(1 + \varepsilon + \varepsilon^2)}},$$

Таблица 3

**Характеристики прорезиненных тканей,
применяемых для изготовления мембран**

Тип ткани	Марка резины или клея	Толщина материала в вулкани- зованном виде в мм	Рабочая температура в °С
Хлопчатобумажная ткань «АМ-93»	222Н 225Н 4327 (СКН)	0,4 0,8 1,0	$-40 \div +100$ $-40 \div +100$ $-50 \div +100$
Хлопчатобумажная ткань «ТД»	4327 3944 (СКН)	0,4 0,5 0,7	$-50 \div +100$
Хлопчатобумажная ткань Бз	225-Н (наипит)	0,25 0,3	$-45 \div +100$
Ткань капрон артикул 1516	4327 (СКН) Клей 2Н4 (НК) 23СА (наипит)	0,2 0,3 0,4 0,5	$-50 \div +100$
Ткань капрон артикул 1520	ИРП-1024 ИРП-1081 (СКН)	0,4 0,5 0,7	$-50 \div +120$
Ткань шелк артикул 1506 или «Эксельсior»	Клей № 6 (НК)	0,2	$-50 \div + 80$
Ткань шелк артикул 1611	Клей 222Н или клей 225Н	0,17	$-45 \div +100$
Ткань «Доместик»	Любая масло- стойкая рези- новая смесь	1,5	$-30 \div +100$
Ткань Р-2-40	Клей КР-6-18 ИРП-1071 (СКН)	1,5	$-50 \div + 20$

Примечание. Прорезиненная ткань может работать в среде, содержащей примеси масла.

а затем диаметр жесткого центра $d = \varepsilon D$.

Для определения допустимого перемещения плоских мембран можно рекомендовать приближенную эмпирическую формулу

$$x_{\max} \approx \pm D \left(0,08 - \frac{\varepsilon}{20} \right),$$

которая справедлива только для $\varepsilon \leq 0,9$.

Если по условиям работы прибора требуются большие перемещения жесткого центра, то рекомендуется применять гофрированные мембраны.

При необходимости учета влияния мембран на погрешность конструируемого прибора изменение эффективной площади при любых условиях работы прибора можно определить с помощью формул (5), (6) или (13).

В случае, если величина эффективной площади не имеет существенного значения и перемещения жесткого центра невелики, то конструктивные размеры мембраны выбирают минимальными. Предел уменьшения конструктивных размеров мембраны обусловлен минимальной толщиной материала мембранного полотна. При этом диаметр наружного защемления должен быть не менее

$$D_{\min} \geq (50 \div 75) \delta.$$

При дальнейшем уменьшении диаметра защемления начинает заметно сказываться на характеристике мембраны собственная изгибная жесткость мембранного полотна. Толщина полотна ограничивается сортаментом серийно выпускаемых материалов. В табл. 3 приведены некоторые основные характеристики прорезиненных тканей, широко используемых в настоящее время для изготовления мембран пневматических приборов. Из полимерных материалов для изготовления мембран наиболее приемлемой является полиэтиленерефталатная пленка. Отечественная промышленность выпускает такие пленки толщиной от 4 до 70 мкм. Материал сохраняет эластичные свойства при низких температурах до -60°C . Полиэтиленерефталатная пленка отличается высокой химической стойкостью к слабым щелочам, концентрированной соляной кислоте, смазкам, маслам, кетонам, эфирам, что очень важно при конструировании приборов для химической промышленности; плохо выдерживает действие концентрированной серной кислоты, фенолов, крезолов хлорированных фенолов.

Толщина мембранного полотна во всех случаях должна быть минимальной для уменьшения его собственной изгибной жесткости, однако при этом должна обеспечиваться его прочность. Расчет мембранного полотна на прочность заключается в определении максимальных напряжений в материале и в выборе соответствующего коэффициента запаса прочности.

Как показывают расчеты и опыт, опасным сечением мембранного полотна является окружность защемления его в жестком центре. Натяжение мембранного полотна в этом сечении описывается уравнением (4). Тогда с учетом равенства

$$\cos \alpha = \frac{D - d}{2\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}},$$

максимальные напряжения

$$\sigma_{\max} = \frac{p \sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}{68 \sin \varphi} \left(\frac{D}{d} + 2 \right), \quad (16)$$

где φ — определяют из уравнения (6) или более точно из второго уравнения системы (13) с учетом деформации мембранного полотна.

Таким образом определяют напряжения в опасном сечении мембранного полотна. При проектировании приходится обычно решать обратную задачу: определять минимальную толщину мембранного полотна из условия его прочности. Очевидно, что такой расчет можно провести, пользуясь соотношением

$$\delta_{\min} \geq \frac{p \sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}{6 [\sigma] \sin \varphi} \left(\frac{D}{d} + 2 \right),$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение в материале мембранного полотна, которое можно выразить через предел прочности материала на разрыв $\sigma_{\text{вр}}$:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{вр}}}{k},$$

где k — коэффициент запаса прочности.

Предел прочности $\sigma_{\text{вр}}$ для некоторых прорезиненных тканей приведен в табл. 4. Кроме того, в этой же таблице приведены минимальные E_{\min} и средние $E_{\text{ср}}$ значения модуля упругости материала. Поскольку прорезиненные ткани обладают ярко выраженной анизотропией механических свойств, то в табл. 4 они указаны отдельно для случая нагружения материала растягивающими уси-

Таблица 4

Механические характеристики прорезиненных тканей, применяемых для изготовления мембран в кгс/см²

Толщина и тип прорезиненной ткани	При нагружении вдоль нитей			При нагружении под углом 45° к направлению нитей			Эффективные значения	
	$\sigma_{\text{вр}}$	E_{\min}	$E_{\text{ср}}$	$\sigma_{\text{вр}}$	E_{\min}	$E_{\text{ср}}$	$\sigma_{\text{вр}}$	E
0,2 мм шелк . . .	400	1000	2000	250	170	280	300	600
0,4 мм хлопчатобумажная ткань . . .	300	600	700	240	100	180	300	300
0,8 мм хлопчатобумажная ткань	370	750	1500	250	270	370	300	500

лиями, направленными вдоль нитей тканей и под углом 45° к нитям ткани. При расчете мембранного полотна из прорезиненных тканей рекомендуется брать эффективные значения предела прочности $\sigma_{\text{вр}}$ и модуля упругости E .

Полиэтилентерефталатная пленка обладает изотропными механическими свойствами. Предел прочности при растяжении для нее составляет 1200—1800 кгс/см².

Коэффициент запаса прочности k должен назначаться в зависимости от режима нагружения мембраны. Так, например, для случая незначительных перемещений жесткого центра и плавного режима изменения перепада давления на мембране (работа мембраны в аналоговых приборах силовой компенсации) коэффициент запаса прочности может быть принят $k \geq 4-5$, а для случая значительных перемещений и при динамическом нагружении знакопеременным перепадом давления (работа мембран в приборах дискретной техники) запас прочности рекомендуется выбирать $k \geq 8-10$.

Если для работы прибора величина эффективной площади мембраны принципиального значения не имеет, но бывает важным добиться равенства эффективных площадей отдельных мембран, то приходится учитывать влияние технологических допусков на основные размеры деталей, входящих в мембранную сборочную единицу. Если учесть допуски на размеры D и d , то по формуле (1) можно определить максимальный диапазон возможных отклонений эффективной площади данной мембраны, т. е. определить допуск на ее эффективную площадь. Полученная таким образом величина является исходной для расчета механизма настройки соотношения площадей мембран (рис. 20 и 21). Расчет заключается в определении требуемого диапазона перемещения мембранной сборочной единицы для полной компенсации разности эффективных площадей входящих в нее мембран.

Такой расчет может производиться по уравнениям (5) и (6) или более точно по уравнениям (13) графоаналитическим способом. Для этого по уравнениям (13) строят кривые, аналогичные приведенным на рис. 17, определяющие области возможных изменений эффективных площадей мембран в зависимости от перемещений жесткого центра x и перепада давления p . Такие графики строят для каждой мембраны с учетом предельных допусков на ее изготовление и с учетом знака перемещения x в зависимости от направления перепада давления. Выполнение таких расчетов сопряжено с громоздкими вычислениями и точными графическими построениями, поэтому практически бывает достаточно задаться величиной диапазона перемещения мембранной сборочной единицы из конструктивных соображений и по формулам (5) и (6) определить диапазон изменения эффективных площадей мембран, который должен быть не менее полученного технологического допуска на эффективную площадь.

Одним из важных конструктивных элементов мембранной сборочной единицы являются радиусы скругления по окружностям заземления мембранного полотна в корпусе и в жестком центре. Уравнения (15) показывают, что из условия максимальной стабильности характеристик мембран эти радиусы должны быть минимальными. Однако из условия прочности мембранного полотна их наличие является обязательным. В табл. 5 приведены рекомен-

Рекомендации по выбору минимальных радиусов скругления

Характеристика условий работы мембраны	Величина радиуса R в зависимости от толщины мембранного полотна δ	
	по окружности защемления в корпусе	по окружности защемления в жестком центре
Плавное нагружение без изменения направления перепада давления	$0,3 \delta$	$(0,3 \div 0,5) \delta$
Плавное нагружение с изменением направления перепада давления	$(1 \div 1,5) \delta$	$(1 \div 2) \delta$
Резкие изменения перепада давления по величине и направлению	$(3 \div 4) \delta$	$(3 \div 5) \delta$

двуемые значения минимальных радиусов скругления в зависимости от толщины мембранного полотна.

12. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛАСТИЧНЫХ МЕМБРАН

Экспериментальное определение некоторых характеристик эластичных мембран проводят обычно с целью проверки справедливости и точности теоретических выводов, или с целью получения некоторых исходных данных и эмпирических формул для расчетов мембранных сборочных единиц. Кроме того, поскольку в настоящее время еще не существует методов расчета многих важных характеристик (например, изменения эффективной площади мембраны во времени в связи с ползучестью и старением материала мембранного полотна и др.), то для их исследования необходимо прибегать к экспериментам.

Методика экспериментального определения величины эффективной площади заключается в нагружении мембраны с одной стороны перепадом давления воздуха p , а с другой — уравновешивающим его сосредоточенным усилием G , приложенным к жесткому центру. При этом за действительное значение эффективной площади принимают величину

$$s = \frac{G}{p},$$

что вытекает из самого определения эффективной площади. Эксперименты проводят на специальной установке, схема которой показана на рис. 22. Давление p в подмембранной камере A создают с помощью редуктора 2 (или любым другим способом) и измеряют манометром 3 высокого класса точности (как правило образцовым манометром). Сосредоточенная нагрузка создается грузами 1, и передается на жесткий центр мембраны через посредство траверзы 4 и иглы 5. Таким образом, усилие G складывается из силы

тяжести грузов 1 и силы тяжести всей системы подвески. Смещение жесткого центра относительно нейтрального положения измеряют индикатором перемещений часового типа 9. При этом, для того чтобы не создавать на жестком центре дополнительного усилия со стороны ножек индикатора, величину требуемого смещения устанавливают заранее винтом 6, а затем при постоянном усилии G редуктором 2 изменяют давление до тех пор, пока траверза не коснется винта 6. Момент касания определяют с помощью электрического сигнализатора, состоящего из индуктивного источника питания 8 и сигнальной лампочки 7 (или милливольтметра). В этом случае траверза и головка винта 6 служат замыкающими контактами электрической цепи.

С помощью описанной установки можно экспериментальным путем получить любые характеристики мембран.

Для определения действительного напряжения в опасном сечении мембранного полотна, как следует из уравнения (16) необходимо знать действительное значение угла φ . Угол φ входит и в ряд других основных расчетных уравнений; (5), (6), (13) и др.; он характеризует собой в известной мере форму упругой поверхности мембраны. Кроме того, для плоских мембран, устанавливаемых с предварительным прослаблением, или без него, длина l дуги участка свободного провисания является в значительной мере неопределенной, и поэтому в некоторых случаях требуется ее экспериментальное определение. Все указанные данные и другую ценную информацию об эластичной мембране можно получить, определив экспериментальным путем форму упругой поверхности мембранного полотна. Для этого в открытый сверху кольцевой канал B заливают жидкость, способную затвердевать при условиях проведения эксперимента (температуре, давлении и др.). После полного затвердевания вещества, залитого в полость B , отливку вынимают — на ней отпечатана точная форма упругой кольцевой поверхности

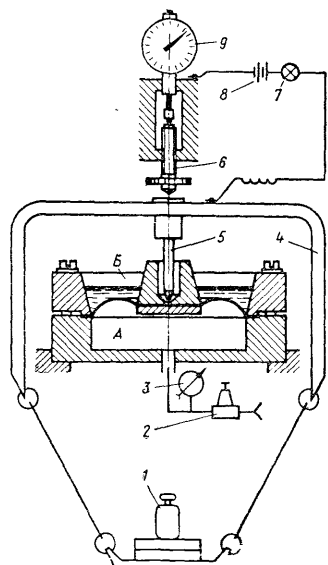


Рис. 22. Схема установки для экспериментального исследования эластичных мембран

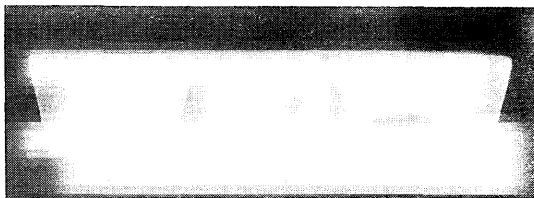


Рис. 23. Диаметральное сечение отливой копии упругой поверхности эластичной мембраны

мембраны, все основные размеры которой непосредственно измеряют на полученной отливке. Кроме того, из отливки можно получить любое число копий, что бывает важно при изучении мембран из материала с анизотропными механическими свойствами, упругая поверхность которых вообще не является поверхностью вращения.

Для удобства и повышения точности при измерениях отливку или ее копию разрезают по диаметру, делают увеличенный фотоснимок ее сечения, после чего все измерения производят по фотоснимку. Масштаб снимков уточняют по известным величинам D или d , которые замеряют непосредственно на экспериментальной установке с желаемой степенью точности.

На рис. 23 в качестве примера показана фотография диаметрального сечения отливки, полученной при одном из экспериментов.

Жидкость, предназначенная для заливки в канал B (рис. 22) помимо основного своего свойства затвердевать при нормальных внешних условиях должна обладать еще рядом свойств:

- а) быть текучей для хорошего заполнения формы канала B ;
- б) быть инертной по отношению к материалу мембранного полотна;
- в) время затвердевания жидкости должно быть небольшим;
- г) процесс затвердевания ее должен сопровождаться минимальными изменениями линейных размеров отливки вследствие усадки;
- д) отливка в затвердевшем состоянии должна обладать высокой прочностью и жесткостью, а также должна легко обрабатываться механическим способом.

В качестве такой жидкости может быть с успехом применена смесь, состоящая из 10 частей эпоксидно-диановой смолы марки ЭД-5 или ЭД-6 и одной части отвердителя в виде полиэтиленполиамина. Для получения ответных копий отливки можно использовать гипс.

Так как смесь указанной смолы с отвердителем обладает сильной адгезией к поверхности многих материалов, то для легкого вынимания отливки боковые поверхности канала B (рис. 22), ограниченные жестким центром мембраны и шайбой ее наружного заземления, выполняют коническими, и поверхность канала (включая и мембранное полотно) смазывают тонким слоем жирной смазки, препятствующей адгезии.

Необходимо отметить, что жидкость, находящаяся на мембране, оказывает давление на нее, искажая в определенной мере резуль-

таты эксперимента. Для ориентировочной оценки погрешности, вносимой наличием жидкости на поверхности мембраны, можно ее действие сводить либо к уменьшению действительного перепада давления на мембране на величину столба жидкости, либо к увеличению силы, приложенной к центру мембраны, на величину силы тяжести отливки. В том и другом случае погрешность значительно завышена по сравнению с действительной и поэтому такие расчеты можно использовать лишь для предварительной оценки степени влияния жидкостного слоя на мембране. Очевидно, что для уменьшения этого влияния уровень жидкости в канале B должен быть минимальным, — практически достаточно, чтобы уровень был выше вершины гофра мембраны на 2–3 мм.

Опыт показывает, что погрешность в определении эффективной площади мембраны за счет наличия жидкости на ее поверхности даже в самых неблагоприятных случаях, как правило, не превышает 0,3%.

Если угол φ определен экспериментальным путем, то действительные напряжения в опасном сечении мембранного полотна (по диаметру заземления в жестком центре) можно определить по формуле (16), или по известной величине G из уравнения

$$G - p \frac{\pi d^2}{4} = \pi d \delta \sin(\varphi - \alpha),$$

которое вытекает из условия равновесия подвижной системы экспериментальной установки.

Здесь

$$\alpha = \arctg \frac{2x}{D-d},$$

а положительные перемещения жесткого центра отсчитываются вниз от нейтрального положения.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1. Определить зависимость эффективной площади от перемещения жесткого центра для мембраны с размерами: $D=4,4$ см, $d=3,4$ см, $l=0,75$ см, в диапазоне перемещения жесткого центра $x=\pm 0,4$ см.

Решение. Разобьем весь диапазон перемещений жесткого центра на 8 равных частей по 0,1 см и определим эффективную площадь для каждого значения x .

а) Для $x=0,4$ см, пользуясь уравнением (6), находим

$$\sin \varphi = \frac{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}{l} = \frac{\sqrt{\left(\frac{4,4-3,4}{2}\right)^2 + 0,4^2}}{0,75} = 0,855.$$

По табл. 2 находим $\varphi \approx 0,95$ рад.

По формуле (5) определяем эффективную площадь

$$s = \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2) + \frac{\pi (D + 2d)}{6} \frac{x}{\operatorname{tg} \varphi} =$$

$$= \frac{3,14}{12} (4,4^2 + 4,4 \cdot 3,4 + 3,4^2) + \frac{3,14 (4,4 + 2 \cdot 3,4)}{6} \frac{0,4}{\operatorname{tg} 0,95}$$

$$= 12,02 + 5,87 \frac{0,4}{1,4} = 13,70 \text{ см}^2.$$

б) Для $x=0,3$ см таким же образом находим

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{\sqrt{\left(\frac{4,4 - 3,4}{3}\right)^2 + 0,3^2}}{0,75} = 0,778,$$

откуда

$$\varphi \approx 1,2;$$

$$s = 12,02 + 5,87 \frac{0,3}{\operatorname{tg} 1,2} = 12,71 \text{ см}^2.$$

и т. д. при других значениях x .

Результаты дальнейших вычислений приведены ниже.

x в см	0,4	0,3	0,2	0,1	0
φ в рад.	0,95	1,2	1,36	1,46	1,5
s в см ²	13,70	12,71	12,27	12,085	12,02

x в см	— 0,1	— 0,2	— 0,3	— 0,4
φ в рад.	1,46	1,36	1,2	0,95
s в см ²	11,955	11,77	11,335	10,34

Приведенная таблица содержит искомую зависимость s от x .

Пример 2. Мембраны элементов сравнения УСЭППА имеют размеры:

а) большая мембрана $D=3,4$ см, $d=2,6$ см,

б) малая мембрана $D=1,4$ см, $d=0,9$ см.

Определить жесткость обеих мембран при нейтральном положении жесткого центра.

Решение. Пользуясь эмпирическим соотношением (14) и принимая

$$m_0 \approx 1,035,$$

находим:

а) для большой мембраны

$$l = m_0 \frac{D-d}{2} = 1,035 \frac{3,4-2,6}{2} = 0,414 \text{ см};$$

б) для малой мембраны

$$l = 1,035 \frac{1,4-0,9}{2} = 0,259 \text{ см}.$$

Из уравнения (6) для случая $x=0$ определяем

а) для большой мембраны

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{D-d}{2l} = \frac{3,4-2,6}{2 \cdot 0,414} = 0,965;$$

б) для малой мембраны

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{1,4-0,9}{2 \cdot 0,259} = 0,965.$$

По табл. 2 находим, что для обеих мембран $\varphi=0,46$ рад.

Заметим, что для данного случая $x=0$ при постановке соотношения (14) в уравнение (6) получим

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{1}{m_0},$$

а так как m_0 для обеих мембран принято одинаковым, то углы φ получились одинаковыми.

Жесткость мембран определим по формуле (8), задавшись, например, $p=1,0$ кгс/см².

а) для большой мембраны

$$C_0 = \frac{\pi p (D + 2d)}{6 \operatorname{tg} \varphi} = \frac{3,14 \cdot 1,0 (3,4 + 2 \cdot 2,6)}{6 \operatorname{tg} 0,46} = 9,1 \text{ кгс/см};$$

б) для малой мембраны

$$C_0 = \frac{3,14 \cdot 1,0 (1,4 + 2 \cdot 0,9)}{6 \operatorname{tg} 0,46} = 3,39 \text{ кгс/см}.$$

Пример 3. Большая мембрана в приборе, показанном на рис. 20, имеет размеры: $D=4,4$ см, $d=3,4$ см, а малая соответственно $D=2,0$ см, $d=1,4$ см. Обе мембраны имеют полукруглый гофр. Клиновый механизм позволяет перемещать мембранную сборочную единицу на 4 мм. Определить диапазон настройки эффективной площади мембранной камеры, включающей в себя две указанные мембраны.

Решение. Эффективная площадь мембранной камеры равна разности эффективных площадей обеих мембран. Считаем, что заданный диапазон перемещений мембранной сборочной единицы симметрично распределен относительно нейтрального положения, т. е. мембранная сборочная единица может перемещаться относительно нейтрального положения вверх и вниз на 2 мм.

Из условия, что гофры мембран выполнены полукруглыми (т. е. составляют половину длины окружности), найдем:

а) для большой мембраны

$$l = \frac{\pi (D-d)}{4} = \frac{3,14 (4,4-3,4)}{4} = 0,785 \text{ см};$$

б) для малой мембраны

$$l = \frac{3,14 (2,0-1,4)}{4} = 0,472 \text{ см}.$$

При условии $x=\pm 0,2$ см из уравнения (6) определим углы φ для обеих мембран (угол φ не зависит от знака при x):

а) для большой мембраны

$$s''_k = 11,877 - 2,468 = 9,409 \text{ см}^2.$$

Диапазон настройки эффективной площади мембранной камеры определяем, как разность между s_k и s'_k , т. е.

$$\Delta s = s'_k - s_k = 10,041 - 9,409 = 0,632 \text{ см}^2.$$

Пример 4. Определим зависимость эффективной площади пло-ской мембраны с размерами $D=1,4$ см, $d=0,9$ см от перепада да-вления, если жесткий центр ее смещен относительно нейтрального положения на 0,6 мм. Мембранное плотно изготовлено из проре-зненной шелковой ткани толщиной 0,2 мм. Давление на мембране может изменяться в диапазоне от 0,2 до 1,0 кгс/см².

Решение. Из табл. 4 находим эффективное значение модуля упругости для шелковой прорезиненной ткани: $E=600$ кгс/см². На-чальную длину линии гофра мембраны, устанавливаемой без пред-варительного натяга и без предварительного прослабления, найдем из уравнения (14), принимая $m_0 \approx 1,03$:

$$l = m_0 \frac{D-d}{2} = 1,03 \frac{1,4-0,9}{2} = 0,258 \text{ см}.$$

Диапазон изменения перепада давления разобьем на 5 равных частей и определим эффективную площадь при давлении p , равном 0,2, 0,4, 0,6, 0,8 и 1,0 кгс/см². Для этого воспользуемся системой уравнений (13):

а) при $p=0,2$ кгс/см²

$$\varphi = \frac{l \sin \varphi}{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}} + \frac{pl}{2E\delta} = \frac{0,258 \sin \varphi}{\sqrt{\left(\frac{1,4-0,9}{2}\right)^2 + 0,06^2}} + \frac{0,2 \cdot 0,258}{2 \cdot 600 \cdot 0,02} = 1,003 \sin \varphi + 0,00215.$$

При столь малой величине второго члена правой части и коэф-фициента при $\sin \varphi$, близком к единице, точность решения получен-ного уравнения при помощи номограммы, показанной на рис. 16, недостаточна, поэтому решим его методом последовательных при-ближений. Будем давать произвольные значения φ и вычислять правую часть уравнения. Угол φ найдем в том случае, когда правая часть окажется равной принятому значению φ . Результаты последовательных вычислений запишем ниже.

φ в рад.	0,1	0,2	0,3
Правая часть уравнения . . .	0,10225	0,20145	0,2985
φ в рад.	0,25	0,28	0,27
Правая часть уравнения	0,2509	0,2794	0,2696
			0,260

Принимаем $\varphi=0,26$. Тогда по первому уравнению системы (13)

$$s = \frac{3,14}{12} (1,4^2 + 1,4 \cdot 0,9 + 0,9^2) + \frac{3,14 (1,4 + 2 \cdot 0,9)}{6} \cdot \frac{0,06}{\lg 0,26} = 1,435 \text{ см}^2;$$

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{\sqrt{\left(\frac{4,4-3,4}{2}\right)^2 + 0,2^2}}{0,785} = 0,686.$$

По табл. 2 находим $\varphi \approx 1,45$ рад.

б) для малой мембраны

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2,0-1,4}{2}\right)^2 + 0,2^2}}{0,472} = 0,746,$$

$$\varphi = 1,24 \text{ рад}.$$

При определении эффективной площади мембран, составляющих мембранную камеру, необходимо иметь в виду, что смещение мем-бранной сборочной единицы вверх или вниз для одной из мембран является положительным, а для другой — отрицательным. Это про-исходит потому, что, как было условлено раньше, за положитель-ное направление x принимается обратное направлению перепада давления.

Предположим сначала, что x положительно для большой мем-браны. Тогда:

а) для большой мембраны

$$s = \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2) + \frac{\pi (D+2d)}{6} \cdot \frac{x}{\lg \varphi} =$$

$$= \frac{3,14}{12} (4,4^2 + 4,4 \cdot 3,4 + 3,4^2) + \frac{3,14 (4,4 + 2 \cdot 3,4)}{6} \cdot \frac{0,2}{\lg 1,45} =$$

$$= 12,163 \text{ см}^2;$$

б) для малой мембраны

$$s = \frac{3,14}{12} (2,0^2 + 2,0 \cdot 1,4 + 1,4^2) - \frac{3,14 (2,0 + 2 \cdot 1,4)}{6} \cdot \frac{0,2}{\lg 1,24} =$$

$$= 2,122 \text{ см}^2;$$

в) результирующая площадь мембранной камеры

$$s'_k = 12,163 - 2,122 = 10,041 \text{ см}^2.$$

При отрицательном x

а) для большой мембраны

$$s = \frac{3,14}{12} (4,4^2 + 4,4 \cdot 3,4 + 3,4^2) - \frac{3,14 (4,4 + 2 \cdot 3,4)}{6} \cdot \frac{0,2}{\lg 1,45} =$$

$$= 11,877 \text{ см}^2;$$

б) для малой мембраны

$$s = \frac{3,14}{12} (2,0^2 + 2,0 \cdot 1,4 + 1,4^2) + \frac{3,14 (2,0 + 2 \cdot 1,4)}{6} \cdot \frac{0,2}{\lg 1,24} =$$

$$= 2,468 \text{ см}^2;$$

в) результирующая площадь камеры

$$= 1,435 \text{ см}^2;$$

б) при $p=0,4$ кгс/см² второе уравнение системы (13) примет вид $\varphi = 1,003 \sin \varphi + 0,0043$.

Запишем результаты вычислений φ методом последовательных приближений

φ в рад.	0,26	0,30	0,31	0,32
Правая часть уравнения	0,2622	0,30068	0,3103	0,3198

Принимаем $\varphi=0,315$

$$s = \frac{3,14}{12} (1,4^2 + 1,4 \cdot 0,9 + 0,9^2) + \frac{3,14 (1,4 + 2 \cdot 0,9)}{6} \cdot \frac{0,06}{\operatorname{tg} 0,315} = 1,366 \text{ см}^2;$$

в) при $p=0,6$ кгс/см² для угла φ имеем уравнение $\varphi = 1,003 \cdot \sin \varphi + 0,00645$, откуда $\varphi \approx 0,36$ и эффективная площадь

$$s = 1,055 + 1,68 \frac{0,06}{\operatorname{tg} 0,36} = 1,323 \text{ см}^2;$$

г) при $p=0,8$ кгс/см² для φ имеем уравнение $\varphi = 1,003 \sin \varphi + 0,0086$,

откуда

$$\varphi \approx 0,39;$$

$$s = 1,0055 + 1,68 \frac{0,06}{\operatorname{tg} 0,39} = 1,300 \text{ см}^2;$$

д) при $p=1,0$ кгс/см² для угла φ имеем уравнение $\varphi = 1,003 \sin \varphi + 0,01075$;

откуда

$$\varphi \approx 0,42;$$

$$s = 1,055 + 1,68 \frac{0,06}{\operatorname{tg} 0,42} = 1,281 \text{ см}^2.$$

Таким образом, искомая зависимость эффективной площади от перепада давления на мембране может быть представлена ниже

p в кгс/см ²	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
s в см ²	1,435	1,366	1,323	1,300	1,281

Пример 5. Опыт показывает, что при настройке элементов сравнения УСЭППА смещение мембранной сборочной единицы относительно нейтрального положения достигает 0,6 мм. Оценить, каким образом это смещение может отразиться на погрешности элемента при его работе в режиме сумматора. Мембраны элемента сравнения имеют следующие размеры:

- а) малая мембрана $D=1,4$ см, $d=0,9$ см,
б) большая мембрана $D=3,4$ см, $d=2,6$ см.

Мембранные поверхности обоих мембран изготовлены из прорезиненной шелковой ткани толщиной 0,2 мм.

Решение. На рис. 24 показана схема включения элемента сравнения на выполнение операции

$$p = p_1 - p_2.$$

Запишем условие равновесия мембранной сборочной единицы

$$p_1 (F_1 - f_1) - p_2 (F_1 - f_2) - p (F_2 - f_3) = 0, \quad (a)$$

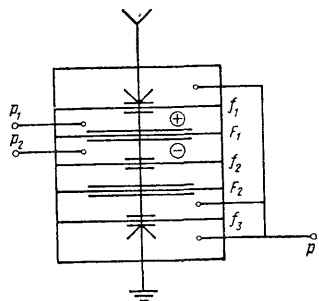


Рис. 24 Схема включения элемента сравнения для алгебраического суммирования двух сигналов

где F_1, F_2, f_1, f_2 и f_3 — эффективные площади больших и малых мембран в соответствии с обозначениями на рис. 24. Разности эффективных площадей, являющиеся коэффициентами при p_1, p_2 и p в уравнении равновесия, представляют собой эффективные площади соответствующих мембранных камер. Операция алгебраического суммирования выполняется элементом лишь в том случае, если эффективные площади всех мембранных камер равны. Определим изменение эффективной площади мембранной камеры при изменении перепада давления в диапазоне от 0,2 до 1,0 кгс/см², принимая $m_0=1,03$ и $E=600$ кгс/см².

1. Для большой мембраны при перепаде давления 0,2 кгс/см²

$$l = m_0 \frac{D-d}{2} = 1,03 \frac{3,4-2,6}{2} = 0,412 \text{ см},$$

$$\varphi = \frac{l \sin \varphi}{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}} + \frac{pl}{2E\delta} = \frac{0,412 \sin \varphi}{\sqrt{\left(\frac{3,4-2,6}{2}\right)^2 + 0,06^2}} + \frac{0,2 \cdot 0,412}{2 \cdot 600 \cdot 0,02} = 1,017 \sin \varphi + 0,00343.$$

Запишем результаты решения этого уравнения методом последовательных приближений

φ в рад.	0,30	0,35	0,40	0,38	0,39
Правая часть уравнения	0,3039	0,3532	0,3994	0,3806	0,39009

Принимаем $\varphi \approx 0,39$.
Из уравнения (13) получим

$$F = \frac{3,14}{12} (3,4^2 + 3,4 \cdot 2,6 + 2,6^2) + \frac{3,14 (3,4 + 2 \cdot 2,6)}{6} \times \\ \times \frac{0,06}{\operatorname{tg} 0,39} = 7,16 + 4,5 \frac{0,06}{\operatorname{tg} 0,39} = 7,817 \text{ см}^2.$$

при перепаде давления 1,0 кгс/см² для угла φ имеем уравнение

$$\varphi = 1,017 \sin \varphi + 0,01715,$$

откуда таким же образом можно получить $\varphi \approx 0,54$

$$F = 7,16 + 4,5 \frac{0,06}{\operatorname{tg} 0,54} = 7,61 \text{ см}^2.$$

2. Для малой мембраны воспользуемся данными примера 4.

при перепаде давления 0,2 кгс/см² $f = 1,435 \text{ см}^2$;

при перепаде 1,0 кгс/см² $f = 1,281 \text{ см}^2$.

3. Эффективная площадь мембранной камеры

при перепаде давления 0,2 кгс/см²

$$s = 7,817 - 1,435 = 6,382 \text{ см}^2;$$

при перепаде 1,0 кгс/см²

$$s = 7,61 - 1,281 = 6,329 \text{ см}^2;$$

изменение эффективной площади мембранной камеры при изменении перепада давления от 0,2 до 1,0 кгс/см²

$$\Delta s = 6,382 - 6,329 = 0,053 \text{ см}^2;$$

среднее значение эффективной площади мембранной камеры

$$s_{\text{ср}} = \frac{6,382 + 6,329}{2} = 6,356 \text{ см}^2.$$

4. Определим погрешность элемента в предельном случае, когда $p_1 = 1 \text{ кгс/см}^2$ и $p_2 = 0$. При этом необходимо иметь в виду, что, если повышение давления p вызывает увеличение эффективной площади камеры, в которую оно поступает, то в камере обратной связи увеличение давления наоборот уменьшает эффективную площадь этой камеры. Считаем, что при настройке элемента путем перемещения мембранной сборочной единицы добиваются равенства средних значений эффективных площадей камер. Тогда из уравнения (а) получим

$$p = \frac{F_1 - f_1}{F_2 - f_3} p_1 = \frac{s_{\text{ср}} + \Delta s}{s_{\text{ср}} - \Delta s} p_1 = \frac{6,382}{6,329} = 1,0084 \text{ кгс/см}^2$$

или относительная погрешность

$$\eta = \frac{1,0084 - 1}{1} 100 = 0,84\%.$$

Пример 6. По данным примера 4 определить запас прочности мембраны при максимальной нагрузке $p = 1,0 \text{ кгс/см}^2$.

Решение. По формуле (16) определяем напряжения в опасном сечении мембранного полотна

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{p \sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}{6\delta \sin \varphi} \left(\frac{D}{d} + 2\right) = \\ = \frac{\sqrt{\left(\frac{1,4 - 0,9}{2}\right)^2 + 0,06^2}}{6 \cdot 0,02 \sin 0,42} \left(\frac{1,4}{0,9} + 2\right) = 18,6 \text{ кгс/см}^2.$$

Запас прочности

$$k = \frac{\sigma_{\text{ср}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{300}{18,6} = 16,1,$$

где $\sigma_{\text{до}} = 300 \text{ кгс/см}^2$ — предел прочности прорезиненной шелковой ткани (выбираем по табл. 4).

МЕМБРАНЫ С КОНИЧЕСКИМИ ОПОРАМИ

Мембраны, применяемые в настоящее время в различных приборах пневмоавтоматики, должны иметь постоянную эффективную площадь, определяемую их конструктивными размерами. Строгое постоянство эффективной площади мембраны обычно выдвигают как одно из основных требований, направленных на повышение точности приборов. Однако следует иметь в виду, что эффективная площадь мембран меняется по двум основным причинам: от перемещения жесткого центра и от изменения перепада давления на мембране. Все изменения, связанные с перемещением жесткого центра, определяют так называемую жесткость мембраны, которая в основном и характеризует эластичную мембрану, как упругий элемент приборов, а изменения эффективной площади от изменения перепада давления являющиеся одним из основных источников погрешности мембранных сборочных единиц и поэтому всегда являются крайне нежелательными. Однако, как было показано ранее, указанные две причины изменения эффективной площади мембран тесно связаны друг с другом: изменение перепада давления изменяет жесткость мембраны; чем больше жесткость мембраны, тем сильнее влияние перепада давления на изменение эффективной площади.

В связи с изложенным, стремление предельно уменьшить жесткость мембран, как мероприятие, направленное на повышение точности приборов, является оправданным. Следовательно, тот факт, что эффективная площадь мембраны изменяется при перемещении жесткого центра, не может быть рекомендован к использованию для регулирования этой площади из-за больших погрешностей. В то же время возможность регулирования величины эффективной площади мембраны является очень желательной, так как в случае применения, например, такой сборочной единицы в приборах пневмо- и гидроавтоматики появляется возможность плавного, бесступенчатого регулировать диапазон измерения (регулирования) прибора. Производителю настраивку «нуля» и т. д. В настоящее время эти задачи решаются обычно либо с помощью рычажных механизмов, имеющих ножковую опору, перемещаемую вдоль рычага для изменения соотношения его плеч, либо с помощью дроссельных делителей давления, однако рычажные конструкции значительно усложняют прибор и увеличивают его габаритные размеры, а дроссельные делители имеют очень нестабильные характеристики во времени.

1. КОНСТРУКЦИЯ МЕМБРАННОЙ СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ С ПЕРЕМЕННОЙ ЭФФЕКТИВНОЙ ПЛОЩАДЬЮ

Мембранная сборочная единица с переменной эффективной площадью мембраны (рис. 25) состоит из мембранного полотна 1, зашлепленного по периметру между шайбами 2 и 3, и центральной своей частью опирающегося на грибообразный шток 4, который выполняет функцию жесткого центра.

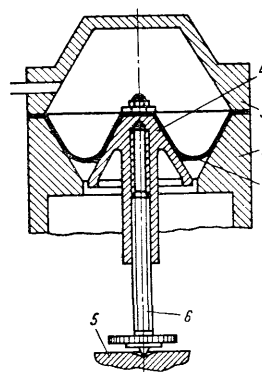


Рис. 25. Мембранный механизм с переменной эффективной площадью мембраны

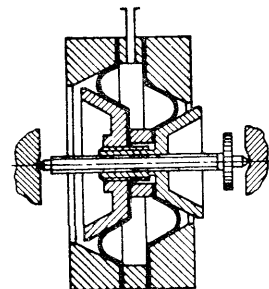


Рис. 26. Мембранная коробка с переменной эффективной площадью

Внутренняя боковая поверхность шайбы 2 и наружная боковая поверхность жесткого центра 4 выполнены по заданному профилю, — например, коническим. Усилие от давления воздуха над мембраной передается на деталь 5 какого-либо механизма через винт 6.

Легко видеть, что при перемещении жесткого центра 4 в осевом направлении путем вращения винта 6 изменяются диаметры линий контакта участка свободного провисания мембранного полотна с шайбой и жестким центром, определяющие ее эффективную площадь. При перемещении жесткого центра 4 вниз диаметры линий контакта участка свободного провисания мембранного полотна с поверхностью жесткого центра и с шайбой уменьшаются, а при перемещении вверх оба диаметра увеличиваются. В соответствии с этим и эффективная площадь мембраны уменьшается при перемещении жесткого центра вниз и увеличивается при перемещении его вверх.

Как следует из рис. 25, поверхности шайбы и жесткого центра имеют форму усеченных конусов. Очевидно, что минимальное и максимальное значение эффективной площади мембраны, а следовательно, и диапазон изменения этой площади, определяются наименьшими и наибольшими диаметрами оснований этих конусов.

Конструкция мембранной коробки, представленная на рис. 26, позволяет значительно расширить диапазон изменения эффективной площади. С помощью такой конструкции можно получить эффективную площадь, равную нулю, и отрицательную эффективную площадь, т. е. усилие от мембранного механизма может менять направление. Это происходит потому, что при перемещении жесткого центра, например, влево, эффективная площадь левой мембраны уменьшается, а правой — увеличивается. Поскольку эффективная площадь всей мембранной коробки равна разности эффективных площадей мембран, то в определенном положении жесткого центра, когда площади мембран станут одинаковыми, результирующая эффективная площадь равна нулю. Очевидно, что при дальнейшем перемещении жесткого центра влево эффективная площадь правой мембраны станет больше, чем левой, и усилие на штоке мембранной коробки изменит знак (направление), — в этом смысле можно считать, что мембранная коробка обладает отрицательной эффективной площадью, и если, например, такая сборочная единица в приборе входит в блок отрицательной обратной связи, то обратная связь станет положительной.

Следовательно, в отношении величины диапазона настроек конструкции, представленная на рис. 26, вполне может заменять рычажные механизмы, так как с ее помощью можно получить очень большие коэффициенты усиления, близкие к бесконечности.

2. ЗАВИСИМОСТЬ ЭФФЕКТИВНОЙ ПЛОЩАДИ МЕМБРАНЫ ОТ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЖЕСТКОГО ЦЕНТРА

Для анализа зависимости эффективной площади мембраны от перемещения жесткого центра введем следующие обозначения (рис. 27):

d — текущее значение диаметра линии контакта участка свободного провисания мембранного полотна с поверхностью жесткого центра;

D — текущее значение диаметра линии контакта участка свободного провисания мембранного полотна с поверхностью шайбы защемления.

d_{\max} , d_{\min} , D_{\max} и D_{\min} — предельные значения диаметров соответственно d и D .

α — угол наклона образующей конуса шайбы;

β — угол наклона образующей жесткого центра.

Мы не рассматриваем тот случай, когда наружная боковая поверхность жесткого центра и внутренняя поверхность шайбы выполнены криволинейными, и ограничиваемся только теми случаями, когда такие поверхности имеют форму прямого усеченного конуса.

Как и раньше, при рассмотрении обычных гофрированных мембран, считаем, что участок свободного провисания (рис. 28) очерчен по дуге окружности радиуса R . Образующие конусов шайбы и жесткого центра являются касательными к дуге ab участка свободного провисания. При этом эффективная площадь мембраны определяется диаметрами d и D граничных линий касания участка свободного провисания с коническими поверхностями. Тогда можно считать, что эффективная площадь рассматриваемой мембраны равна эффективной площади мембраны, показанной на рис. 28 штриховыми линиями. Равенство очевидно, поскольку участки мембранного полотна, лежащие на конических поверхностях шайбы и

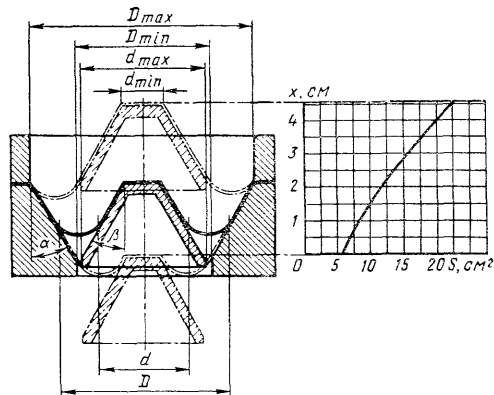


Рис. 27. Изменение эффективной площади мембраны при перемещении жесткого центра

жесткого центра в работе мембраны никакого участия не принимают, а работает лишь участок свободного провисания ab , который у обеих мембран является общим.

Итак, мы заменили рассматриваемую мембрану обычной гофрированной мембраной, эффективная площадь которой определяется по уравнению

$$s = \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2) + \frac{\pi (D + 2d) x_1}{6 \lg \varphi},$$

где x_1 — смещение плоскости жесткого центра гофрированной мембраны относительно плоскости ее защемления (рис. 28);

φ — угол между образующей конуса жесткого центра и хордой дуги ab .

Из рис. 28 следует, что

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - \frac{\beta + \alpha}{2}$$

и

$$x_1 = -\frac{D-d}{2} \lg \left(\frac{\pi}{2} - \alpha - \varphi \right) = -\frac{D-d}{2} \lg \frac{\beta - \alpha}{2}.$$

Знак «—» здесь поставлен потому, что согласно принятым ранее обозначениям, перемещения жесткого центра в направлении действия перепада давления от нейтрального положения считаются отрицательными.

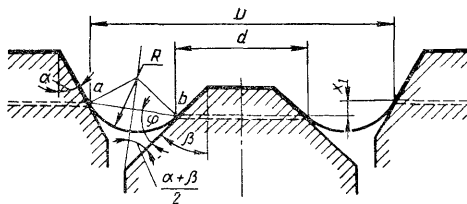


Рис. 28. Схема для расчета зависимости эффективной площади от перемещения жесткого центра

Тогда

$$= \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2) - \frac{\pi}{12} (d + 2d) (D - d) \operatorname{tg} \frac{\beta + \alpha}{2} \operatorname{tg} \frac{\beta - \alpha}{2}.$$

Полученное уравнение очевидно может служить расчетной формулой для определения эффективной площади описываемой мембраны, если известны текущие значения диаметров D и d . Из него следует, что, если $\alpha = \beta$, то второй член правой части обращается в нуль, и если $\alpha > \beta$, то знак «—» в правой части меняется на «+».

Углы α и β целесообразно выбирать либо одинаковыми, либо незначительно отличающимися друг от друга. В этом случае вторым членом правой части полученного уравнения можно пренебречь ввиду его малости, и тогда уравнение примет вид (1).

Если жесткий центр мембраны находится в крайнем нижнем положении, то текущие величины d и D принимают значения соответственно d_{\min} и D_{\min} . Тогда

$$s_{\min} = \frac{\pi}{12} (D_{\min}^2 + D_{\min} d_{\min} + d_{\min}^2).$$

Положение жесткого центра, при котором эффективная площадь мембраны минимальна, примем условно за начало отсчета перемещений. Тогда при перемещении жесткого центра от своего крайнего нижнего положения на величину x , имеем текущие значения диаметров

$$d = d_{\min} + x \operatorname{tg} \beta$$

$$D = D_{\min} + x \operatorname{tg} \alpha.$$

Подставляя эти значения в уравнение (1), после несложных преобразований получим

$$s = s_{\min} + \frac{\pi}{12} (\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg}^2 \beta) x^2 + \frac{\pi}{12} (2d_{\min} \operatorname{tg} \beta + 2D_{\min} \operatorname{tg} \alpha + d_{\min} \operatorname{tg} \alpha + D_{\min} \operatorname{tg} \beta) x. \quad (17)$$

Так как s_{\min} и выражения в скобках, являющиеся суммами при x^2 и x , есть величины постоянные, не зависящие от перемещения жесткого центра, то очевидно, что эффективная площадь мембраны изменяется при перемещении жесткого центра по закону параболы от s_{\min} до

$$s_{\max} = \frac{\pi}{12} (D_{\max}^2 + D_{\max} d_{\max} + d_{\max}^2).$$

На рис. 27 показан график зависимости $s = s(x)$. Для оценки мембраны как настрочного элемента, представляет особый интерес не закон изменения эффективной площади, а диапазон ее изменения $s_{\max} - s_{\min}$. Уравнение (17) дает значения эффективной площади мембраны при любом положении ее жесткого центра относительно ее крайнего нижнего положения. Кроме того, оно может быть использовано, например, для определения жесткости мембран, которое выражается в виде произведения перепада давления на первую производную функции $s = s(x)$, т. е. для описанной мембраны можно записать

$$C = ps'(x) = \frac{\pi p}{12} (2d_{\min} \operatorname{tg} \beta + 2D_{\min} \operatorname{tg} \alpha + D_{\min} \operatorname{tg} \beta) + \frac{\pi p}{6} (\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg}^2 \beta) x,$$

откуда следует, что жесткость мембраны находится в линейной зависимости от положения жесткого центра относительно ее крайнего нижнего положения. В тех случаях, когда жесткость мембраны определяют для расчета статической погрешности прибора, ее можно считать независимой от x и вести расчет по максимальному перемещению, а следовательно, и по максимальной жесткости.

Наиболее важным с практической точки зрения является случай, когда конусности шайбы и жесткого центра одинаковы, т. е. $\beta = \alpha$. Для этого случая уравнение (17) значительно упрощается и принимает вид

$$s = s_{\min} + \frac{\pi (D_{\min} + d_{\min}) \operatorname{tg} \alpha}{4} x + \frac{\pi \operatorname{tg}^2 \alpha}{4} x^2. \quad (18)$$

Необходимо отметить, что, если мембранная сборочная единица включает в себя две мембраны, как показано на рис. 26, то для левой мембраны все приведенные выше уравнения справедливы без изменений, а для правой мембраны вместо x везде следует подставлять $(x_{\max} - x)$, где x_{\max} — максимальное перемещение, соответствующее начальному положению жесткого центра левой мембраны. Величина x_{\max} представляет собой, очевидно, также и максимальный ход мембранного механизма.

Эффективная площадь мембранной коробки (рис. 26) равна разности эффективных площадей обеих ее мембран, и, если конусности шайб и жестких центров одинаковы, то она выразится так

$$s = s_1 - s_2 = s_{1\min} + \frac{\pi (D_{1\min} - d_{1\min}) \operatorname{tg} \alpha}{4} x + \frac{\pi \operatorname{tg}^2 \alpha}{4} x^2 - s_{2\min} - \frac{\pi (D_{2\min} - d_{2\min}) \operatorname{tg} \alpha}{4} (x_{\max} - x) -$$

$$-\frac{\pi \operatorname{tg}^2 \alpha}{4} (x_{\max} - x)^2 = \left[s_1 \min - s_2 \min - \frac{\pi(D_2 \min + d_2 \min) x_{\max} \operatorname{tg} \alpha}{4} - \frac{\pi x_{\max}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}{4} \right] + \frac{\pi \operatorname{tg} \alpha}{4} (D_1 \min + D_2 \min - d_1 \min - d_2 \min + 2x_{\max} \operatorname{tg} \alpha) x.$$

Из последнего выражения следует, что эффективная площадь такой мембранной коробки находится в линейной зависимости от перемещения ее жесткого центра, и следовательно, коробка обладает постоянной жесткостью, что является очень важным ее свойством. Необходимо отметить, что для линейности зависимости $s=s(x)$ описанных мембранных коробок не обязательно, чтобы у каждой мембраны конусность шайбы равнялась конусности жесткого центра, а достаточно лишь, чтобы были равны между собой конусности шайб обеих мембран и конусности их жестких центров, т. е.

$$\alpha_1 = \alpha_2 \quad \text{и} \quad \beta_1 = \beta_2$$

3. ИЗМЕНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОЙ ПЛОЩАДИ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ

Уравнение (17) описывает закон изменения эффективной площади конической мембраны от перемещения ее жесткого центра. Это уравнение тем точнее описывает указанный закон, чем меньше

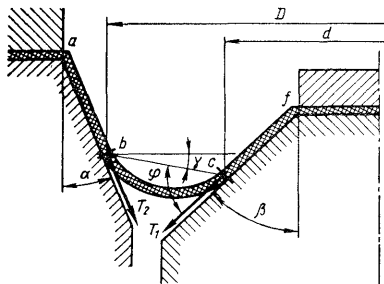


Рис. 29. Схема для расчета деформаций мембранного полотна

деформации мембранного полотна под действием перепада давления на мембране, так как формула (17) не учитывает влияния этих деформаций.

Раньше мы получили уравнение (12) для приближенного расчета деформаций мембранного полотна плоской или гофрирован-

ной мембраной. Коническая мембрана (рис. 29) отличается от обычных гофрированных мембран наличием нерабочих участков мембранного полотна ab и cf , лежащих на конических поверхностях шайбы и жесткого центра. Эти участки нагружены постоянными растягивающими усилиями T_1 и T_2 , которые так же, как и в случае обычных гофрированных мембран, могут быть выражены уравнениями (4) и (11), с той разницей, что для случая конических мембран D и d являются текущими значениями диаметров линий контакта участка свободного провисания с поверхностями шайбы и жесткого центра, а углы φ и γ (рис. 29) постоянны и равны

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - \frac{\beta + \alpha}{2}, \quad \gamma = \frac{\pi}{2} - \alpha - \varphi = \frac{\beta - \alpha}{2},$$

где α и β — углы конусности шайбы и жесткого центра.

Тогда для T_1 и T_2 можно записать

$$T_1 = \frac{\pi p}{12 \cos \frac{\beta + \alpha}{2} \cos \frac{\beta - \alpha}{2}} (D^2 + Dd - 2d^2), \quad (19)$$

$$T_2 = \frac{\pi p}{12 \cos \frac{\beta + \alpha}{2} \cdot \cos \frac{\beta - \alpha}{2}} (2D^2 - Dd - d^2).$$

Площадь поперечного сечения мембранного полотна, очевидно, меняется по линейному закону вдоль участков cf и ab соответственно для участка cf от $F_{1 \min} = \pi d_{\min} \delta$ до $F_{1 \max} = \pi d \delta$, для участка ab от $F_{2 \min} = \pi D \delta$ до $F_{2 \max} = \pi D_{\max} \delta$, где δ — толщина мембранного полотна.

Если принять, что деформации мембранного полотна подчиняются закону Гука, то участки cf и ab можно характеризовать средними величинами площади поперечных сечений

$$F_1 = \frac{F_{1 \min} + F_{1 \max}}{2} = \frac{\pi \delta (d_{\min} + d)}{2},$$

$$F_2 = \frac{F_{2 \min} + F_{2 \max}}{2} = \frac{\pi \delta (D_{\max} + D)}{2}.$$

Тогда, пользуясь законом Гука, определим величины деформаций этих участков:

$$\Delta l_1 = \frac{T_1}{EF_1} l_1, \quad \Delta l_2 = \frac{T_2}{EF_2} l_2,$$

где l_1 и l_2 — длины отрезков cf и ab ,

$$l_1 = \frac{d - d_{\min}}{2 \sin \beta}, \quad l_2 = \frac{D_{\max} - D}{2 \sin \alpha},$$

E — модуль упругости материала мембранного полотна.

Тогда

$$\Delta l_1 = \frac{(d - d_{\min})(D^2 + Dd - 2d^2)p}{12 E \delta (d + d_{\min}) \sin \beta \cos \frac{\beta + \alpha}{2} \cos \frac{\beta - \alpha}{2}},$$

$$\Delta l_2 = \frac{(D_{\max} - D)(2D^2 - Dd - d^2)p}{12 E \delta (D_{\max} + D) \sin \alpha \cos \frac{\beta + \alpha}{2} \cos \frac{\beta - \alpha}{2}}.$$

Методика расчета деформации участка *bc* свободного провисания мембранного полотна ничем не отличается от изложенной в главе I при рассмотрении обычных гофрированных мембран. Поэтому можно пользоваться уравнением (12), которое для данного случая имеет вид

$$\Delta l_3 = \frac{(D - d) p l_3}{4 E \delta \cos \frac{\beta + \alpha}{2} \cos \frac{\beta - \alpha}{2}}.$$

Длину l_3 участка свободного провисания здесь можно найти из соотношения

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{\bar{bc}}{l_3},$$

если подставить значение хорды

$$\bar{bc} = \frac{D - d}{2 \cos \gamma}$$

и значение углов φ и γ , т. е.

$$l_3 = \frac{(D - d)(\pi - \beta - \alpha)}{4 \cos \frac{\beta + \alpha}{2} \cos \frac{\beta - \alpha}{2}}.$$

Тогда деформация участка свободного провисания

$$\Delta l_3 = \frac{(D - d)(\pi - \beta - \alpha)p}{16 E \delta \cos^2 \frac{\beta + \alpha}{2} \cdot \cos^2 \frac{\beta - \alpha}{2}}.$$

Следовательно, деформации мембранного полотна под действием перепада давления определяются как сумма деформаций участков *cf*, *ab* и *bc*, т. е.

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3.$$

Необходимо иметь в виду, что под величинами D и d в уравнениях понимаются текущие значения диаметров линий контакта мембранного полотна с поверхностями шайбы и жесткого центра, и что они изменяются при перемещениях жесткого центра, поэтому деформации мембранного полотна зависят не только от перепада давления, но и от перемещения жесткого центра.

Если в результате деформаций участка мембранного полотна, изображенного на рис. 30, под действием перепада давления его

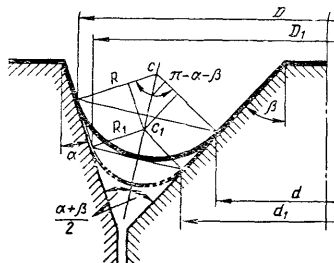


Рис. 30. Схема для расчета изменения эффективной площади под действием перепада давления

длина увеличится на величину Δl , то он займет положение, изображенное штриховой линией, и диаметры граничных линий контакта участка свободного провисания D и d получат значения D_1 и d_1 , а радиус R участка свободного провисания станет равным R_1 . Тогда, пользуясь обозначениями рис. 30, запишем

$$\Delta l = 2cc_1 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} + R_1(\pi - \alpha - \beta) - R(\pi - \alpha - \beta)$$

и

$$R - R_1 = cc_1 \sin \frac{\alpha + \beta}{2},$$

откуда

$$cc_1 = \frac{\Delta l}{2 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} - (\pi - \alpha - \beta) \sin \frac{\alpha + \beta}{2}}.$$

Тогда диаметры граничных линий контакта участка свободного провисания определяются

$$\begin{aligned} d_1 &= d + 2cc_1 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} \sin \beta = \\ &= d + \frac{2\Delta l \cos \frac{\alpha + \beta}{2} \sin \beta}{2 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} - (\pi - \alpha - \beta) \sin \frac{\alpha + \beta}{2}}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_1 &= D - 2cc_1 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} \cdot \sin \alpha = \\ &= D - \frac{2\Delta l \cos \frac{\alpha + \beta}{2} \cdot \sin \alpha}{2 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} - (\pi - \alpha - \beta) \sin \frac{\alpha + \beta}{2}}. \end{aligned}$$

$$n = \frac{2 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} \cdot \sin \beta}{2 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} - (\pi - \alpha - \beta) \sin \frac{\alpha + \beta}{2}}, \quad (20)$$

$$m = \frac{2 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} \sin \alpha}{2 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} - (\pi - \alpha - \beta) \sin \frac{\alpha + \beta}{2}}. \quad (21)$$

Тогда

$$d_1 = d + n\Delta l, \quad D_1 = D - m\Delta l,$$

к эффективная площадь мембраны

$$\begin{aligned} s_1 &= \frac{\pi}{12} (D_1^2 + D_1 d_1 + d_1^2) = \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2) + \\ &+ \frac{\pi}{12} (m^2 - mn + n^2) (\Delta l)^2 - \frac{\pi}{12} (2mD + md - \\ &- 2nd - nD) \Delta l = s + \Delta s, \end{aligned}$$

где

$$\Delta S = \frac{\pi}{12} (m^2 - mn + n^2) (\Delta l)^2 - \frac{\pi}{12} (2mD + md - 2nd - nD) \Delta l. \quad (22)$$

Итак, величина Δs определяет изменения эффективной площади мембраны от деформации мембранного полотна Δl . А так как величина Δl при заданных геометрических размерах и механических свойствах мембранного полотна является функцией перепада давления, то формула (22) описывает изменение эффективной площади в зависимости от перепада давления.

4. ПУТИ УМЕНЬШЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ НА ЭФФЕКТИВНУЮ ПЛОЩАДЬ

Как отмечалось раньше, изменение эффективной площади мембраны от изменения перепада давления в значительной степени определяет погрешность мембранных механизмов. В связи с этим становится актуальным вопрос о путях уменьшения влияния перепада давления на эффективную площадь.

Поскольку, как было установлено, главной причиной зависимости эффективной площади от перепада давления является деформация мембранного полотна, то первый способ уменьшения такого влияния очевиден: уменьшение деформаций мембранного полотна. Уменьшения деформаций можно достичь различными путями, например, увеличением толщины полотна или уменьшением радиальных размеров мембраны, однако указанные пути нельзя рекомендовать к применению, так как увеличение толщины приводит к

уменьшению гибкости полотна, а радиальные размеры определяются конструктивными соображениями. Поэтому одним из первых средств для уменьшения влияния перепада давления является увеличение модуля упругости при растяжении материала мембранного полотна. Отсюда следует, что выбор материала мембранного полотна имеет большое значение с точки зрения погрешности мембранного механизма.

Второй способ заключается в соответствующем подборе конусности шайбы и жесткого центра. Уравнение (22) показывает, что изменение эффективной площади Δs от деформации мембранного полотна происходит по закону параболы, а коэффициенты при Δl и $(\Delta l)^2$ зависят от m и n , которые в свою очередь являются функцией углов конусности шайбы и жесткого центра в соответствии с уравнениями (20) и (21). Следовательно, анализируя уравнения (20), (21) и (22), можно определить такое оптимальное соотношение углов α и β , при котором изменения эффективной площади мембраны минимальны.

Рассмотрим три наиболее характерных случая:

1. Конусности шайбы и жесткого центра одинаковы, т. е. $\alpha = \beta$. Такая мембранная сборочная единица является наиболее приемлемой с точки зрения удобства ее расчета и технологии изготовления. Она рекомендуется для широкого применения в пневматических приборах и устройствах, где к ее точности не предъявляются особо жесткие требования.

В этом случае формулы (20) и (21) значительно упрощаются и принимают вид

$$m = n = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) \sin \alpha}.$$

Изменение эффективной площади определим из уравнения (22)

$$\Delta s = \frac{\pi n^2}{4} (\Delta l)^2 - \frac{\pi n (D - d)}{12} \Delta l.$$

2. Соотношение углов конусности шайбы и жесткого центра таково, что производная функции $\Delta s = f(\Delta l)$ равна нулю в точке $\Delta l = 0$. Это условие означает, что в случае незначительных деформаций Δl мембранного полотна, величина Δs близка к нулю. Соотношение углов α и β , удовлетворяющее этому условию, найдем, приравняв к нулю первую производную правой части уравнения (22) и подставляя $\Delta l = 0$:

$$\frac{d}{d(\Delta l)} \Delta s = 0,$$

$$2mD + md - 2nd - nD = 0,$$

откуда

$$\frac{m}{n} = \frac{2d + D}{2D + d}.$$

Подставляя значения m и n из формул (20) и (21), получим

$$\frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = \frac{2d + D}{2D + d}. \quad (23)$$

Уравнением (23) определяем зависимость соотношения углов α и β , исходя из заданного условия, от геометрических размеров мембраны, т. е. от диаметров граничных линий контакта мембранного полотна с поверхностями шайбы и жесткого центра. Но, поскольку величины D и d не являются постоянными и зависят от

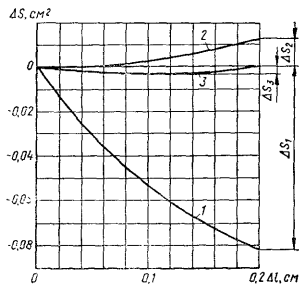


Рис. 31. Зависимость изменения эффективной площади от деформации мембранного полотна при $D=5$ см, $d=3$ см, $(\Delta l)_{\max}=0,2$ см:
 $1 - \alpha = \beta = 30^\circ$, $2 - \alpha = 25^\circ$, $\beta = 30^\circ$, $3 - \alpha = 27^\circ 30'$, $\beta = 30^\circ$

положения жесткого центра относительно плоскости защемления мембраны, то практически следует определять соотношения углов α и β при $D=D_{\min}$ и $d=d_{\min}$, а затем при $D=D_{\max}$ и $d=d_{\max}$, а потом принять среднее значение углов.

Значение величины изменения эффективной площади в зависимости от деформации мембранного полотна находим по уравнению (22).

3. Соотношение углов шайбы и жесткого центра таково, что изменение величины эффективной площади при заданной максимальной деформации $(\Delta l)_{\max}$ мембранного полотна равно нулю.

Подставляя в уравнение (22) $\Delta l = (\Delta l)_{\max}$ и принимая $\Delta s = 0$, получим

$$(m^2 - mn + n^2) \cdot (\Delta l)_{\max} - 2mD - md + 2nd + nD = 0,$$

т. е. величины m и n связаны между собой квадратным уравнением, из которого одну величину выразим через другую, например

$$m = \frac{n(\Delta l)_{\max} + 2D + d - \sqrt{(2D + d)^2 - 3(\Delta l)_{\max}(n(\Delta l)_{\max} + 2d)}}{2(\Delta l)_{\max}}. \quad (24)$$

Величиной n задаемся из конструктивных соображений и определяем m по формуле (24), а из уравнений (20) и (21) находим углы α и β .

На рис. 31 в качестве примера построены графики зависимости изменения эффективной площади Δs от деформации Δl мембранного полотна для мембраны с $D=5$ см, $d=3$ см и $\beta=30^\circ$. Кривые 1, 2 и 3 соответствуют первому, второму и третьему рассмотренным случаям.

Если принять, что мембранное полотно под действием макси-

мального перепада давления получает максимальную деформацию $\Delta l_{\max}=0,2$ см, то:

для первого случая $\alpha = \beta = 30^\circ$,

$$\Delta s_1 = 0,082 \text{ см}^2, \text{ что составляет } 0,64 \%,$$

для второго случая $\alpha = 25^\circ$,

$$\Delta s_2 = 0,012 \text{ см}^2 \text{ или } 0,094 \%,$$

для третьего случая $\alpha = 27^\circ 30'$,

$$\Delta s_3 = 0,0025 \text{ см}^2 \text{ или } 0,02 \%.$$

Анализируя полученные соотношения и кривые, показанные на рис. 31, приходим к следующим выводам.

Наименьшее значение изменения эффективной площади Δs при одной и той же величине предельной деформации $(\Delta l)_{\max}$ достигается в третьем случае. Следовательно, соотношение (24) является наиболее выгодным. Однако, как следует из соотношения (24), для его определения необходимо знать наибольшую деформацию $(\Delta l)_{\max}$ для определения которой надо знать модуль упругости материала мембранного полотна. Если же модуль упругости материала мембранного полотна неизвестен, то следует пользоваться уравнением (23), так как расчет значительно упрощается, хотя дает несколько более грубые результаты. И, наконец, если к постоянству эффективной площади мембраны при изменении перепада давления особых требований не предъявляется, то конусности шайбы и жесткого центра принимаем одинаковыми.

Для мембранных полотен, обладающих жесткостью в окружном направлении, оптимальное соотношение углов конусности шайбы и жесткого центра находит экспериментальным путем. Так, например, для мембранного полотна из прорезиненных тканей сетчатой структуры это соотношение составляет

$$\frac{\alpha}{\beta} = 1,05 \div 1,10.$$

Однако, как показывает опыт, среди мембран с переменной эффективной площадью наилучшие результаты дают мембраны с радиальными армирующими нитями.

5. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА НА БАЗЕ МЕМБРАН С ПЕРЕМЕННОЙ ЭФФЕКТИВНОЙ ПЛОЩАДЬЮ

Рассмотрим в качестве примера несколько пневматических приборов, принцип действия которых основан на свойстве описанных мембран изменять свою эффективную площадь по заданному закону при перемене жесткого центра.

Усилитель давления. К усилителям давления относятся пневматические аналоговые вычислительные устройства, позволяющие реализовать операцию

$$p = kp_1,$$

где p — пневматический аналоговый сигнал в виде давления сжатого воздуха, получаемый на выходе устройства, p_1 — пневматический аналоговый сигнал в виде давления сжатого воздуха, подаваемый на вход устройства,

k — передаточная функция устройства, которая в данном случае представляет собой постоянный множитель.

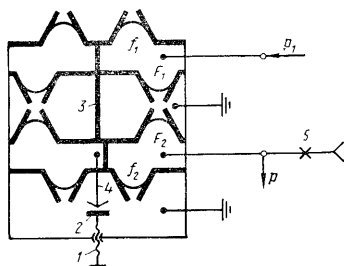


Рис. 32. Схема усилителя давления

Такие усилители давления широко применяются в различных пневматических системах контроля и регулирования производственных процессов. В целях унификации усилителей необходимо, чтобы их конструкция позволяла настраивать величину коэффициента усиления k в широких пределах.

Существующие усилители состоят обычно из командной мембранной камеры и преобразователя типа «сопло — заслонка», имеющих жесткую обратную связь. На-

стройка коэффициента усиления осуществляется либо за счет рычажного механизма обратной связи с регулируемым соотношением плеч, либо с помощью дроссельного делителя давления, устанавливаемого или на линии пневматической обратной связи, или на линии выходного сигнала.

Недостатком усилителя с рычажной передачей усилия является сложность и громоздкость конструкции, а усилители с дроссельными делителями имеют нестабильный во времени коэффициент усиления и, кроме того, обладают нелинейной характеристикой.

Усилитель давления, показанный на рис. 32, построен на базе мембраны с переменной эффективной площадью. Он имеет классическую структурную схему: мембранная командная камера, преобразователь типа «сопло — заслонка» и мембранный блок отрицательной обратной связи. Преобразователь «сопло — заслонка» включает в себя постоянный дроссель 5, сопло 4 и заслонку 2. Командная камера ограничена мембранами с эффективной площадью f_1 и F_1 , а камера отрицательной обратной связи — мембранами с f_2 и F_2 . Жесткие центры всех четырех мембран жестко связаны в один общий блок 3. Настройка величины коэффициента усиления k осуществляется с помощью винта 1, перемещающего заслонку 2, за которой следит сопло 4, вместе с мембранным блоком 3. Перемещение мембранного блока приводят к изменению эффективных площадей мембран f_2 , F_2 , f_1 и F_1 , а следовательно, и к изменению коэффициента усиления.

Уравнение усилителя в статическом режиме получим, записав условие равновесия мембранного блока 3:

$$p_1 (F_1 - f_1) = p (F_2 - f_2),$$

откуда

$$p = \frac{f_1 - F_1}{F_2 - f_2} p_1 = k p_1,$$

где

$$k = \frac{F_1 - f_1}{F_2 - f_2},$$

С целью максимального увеличения диапазона настройки коэффициента усиления k и по ряду конструктивных соображений все геометрические размеры малых (f_1 и f_2) и больших (F_1 и F_2) мембран соответственно равны, кроме того, углы конусности шайб и жестких центров всех четырех мембран одинаковы. По этим же соображениям максимальная эффективная площадь малой мембраны должна равняться минимальной эффективной площади большой мембраны.

Можно показать, что при выполнении всех перечисленных условий коэффициент усиления составляет

$$k = \frac{\Delta}{x} - 1, \quad (25)$$

где x — перемещение мембранного блока 3 (или винта 1), отсчитываемое от крайнего верхнего положения,

Δ — максимальное перемещение мембранного блока 3 от крайнего верхнего до крайнего нижнего положения.

Под крайними положениями мембранного блока здесь понимаются такие, при которых эффективные площади малых и больших мембран верхней или нижней мембранной коробки становятся одинаковыми, т. е. если $f_{1\max} = F_{2\min}$, то блок находится в крайнем нижнем положении, а если $f_{2\max} = F_{1\min}$, то блок — в крайнем верхнем положении.

Анализируя уравнение (25), можно видеть, что при перемещении заслонки усилителя в диапазоне $0 < x < \Delta$ коэффициент усиления изменяется в пределах $\infty > k > 0$.

Испытания усилителя давления описанной конструкции показали, что при изменении входных и выходных сигналов в диапазоне 0,2—1,0 кгс/см², погрешность прибора не превышает $\pm 0,5\%$. Эти данные получены на усилителе со следующими параметрами мембран:

$d_{m \max} = 19,4$ мм,	$D_{m \max} = 31,4$ мм,
$d_{m \min} = 9,0$ мм,	$D_{m \min} = 21,0$ мм,
$d_{F \max} = 29,6$ мм,	$D_{F \max} = 42,0$ мм,
$d_{F \min} = 19,2$ мм,	$D_{F \min} = 31,6$ мм.

Угол конусности шайб и жестких центров составлял $27^\circ 30'$; применено мембранное полотно из прорезиненной саржевой ткани толщиной 0,2 мм. Здесь индексы m и F относятся соответственно к малым и большим мембранам.

Экспериментальная характеристика усилителя $k=f(x)$, представленная на рис. 33, имеет петлю гистерезиса, являющуюся следствием наличия изгибной жесткости мембранных полотен. Однако в данном случае гистерезис не представляет опасности, если настройку коэффициента усиления производят вручную, а контроль его ведут по входным и выходным сигналам. Если же настройку коэффициента усиления производят по шкале, указывающей перемещение заслонки, то гистерезис ограничивает точность его настройки.

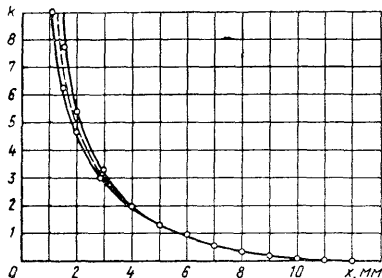


Рис. 33. Зависимость коэффициента усиления от перемещения заслонки:
штриховая линия — теоретическая, сплошная — экспериментальная (прямой и обратный ход)

Позиционное устройство предназначено для преобразования отношения двух пневматических аналоговых сигналов в линейное перемещение рабочего органа. Конструктивно данное позиционное устройство (рис. 34) аналогично описанному ранее усилителю давления. Основным его элементом также является мембрана с переменной эффективной площадью.

Позиционное устройство включает в себя две мембранные камеры А и Б, в которые подводятся пневматические сигналы p_2 и p_3 . Камера А ограничена мембранами f_1 и F_1 , а камера Б — мембранами f_2 и F_2 . Жесткие центры всех четырех мембран жестко связаны

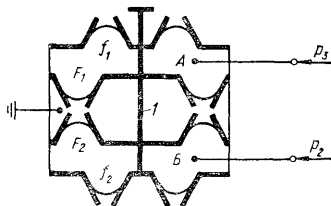


Рис. 34. Схема позиционного устройства

в общий блок 1. При перемещении мембранного блока 1 изменяются эффективные площади мембран F_2 , f_2 , F_1 , f_1 .

Условие равновесия мембранного блока под действием давлений в камерах А и Б запишем в виде уравнения

$$p_3 (F_1 - f_1) = p_2 (F_2 - f_2),$$

откуда

$$\frac{p_2}{p_3} = \frac{F_1 - f_1}{F_2 - f_2}.$$

Из последнего уравнения следует, что при изменении соотношения сигналов p_2 и p_3 мембранный блок устройства перемещается до тех пор, пока соотношение эффективных площадей мембран не станет таким, что условие этого уравнения выполнится.

Можно показать, что при выполнении всех соотношений, принятых раньше для мембран усилителя давления, работа позиционного устройства описывается уравнением

$$\frac{p_2}{p_3} = \frac{\Delta}{x} - 1,$$

откуда

$$x = \Delta \frac{p_3}{p_2 + p_3}. \quad (26)$$

Уравнение (26) определяет аналитическую зависимость перемещения мембранного блока позиционного устройства от величин давления p_2 и p_3 .

Экспериментальной проверке подвергали образец позиционного устройства с такими же основными конструктивными параметрами, как и у описанного выше усилителя давления. Характеристика его $x = \varphi(p_2/p_3)$ (рис. 35), так же, как и для усилителя давления, possui гистерезис (рис. 35), причем ширина петли увеличивается с ростом отношения p_2/p_3 . Кроме того, ширина петли зависит от абсолютных значений давления p_2 и p_3 . На рис. 35 штриховой линией 1 показана теоретическая характеристика, построенная по уравнению

$$x = 12 \frac{p_3}{p_2 + p_3},$$

так как у испытуемого устройства максимальный ход составлял $\Delta = 12$ мм.

Экспериментальные кривые 2 и 3 являются огибающими для семейства действительных характеристик, снятых при прямом и обратном ходе штока и при изменениях сигналов p_2 и p_3 от 0 до 1,0 кгс/см².

Если один из сигналов p_2 или p_3 остается постоянным, то действительная характеристика имеет ширину петли гистерезиса примерно в 1,5 раза меньшую, чем показано на рис. 35. При этом, если постоянный сигнал принимает минимальное (0,2 кгс/см²) или максимальное (1,0 кгс/см²) значение, то одна из ветвей действительной характеристики (в зависимости от абсолютной величины постоянного сигнала) максимально приближается к теоретической, а вторая удаляется от нее на максимальную величину, причем теоретическая характеристика всегда находится внутри действительной петли гистерезиса. Таким образом, кривые 2 и 3, являясь огибающими всех действительных характеристик, ограничивают область значений перемещения x при любых сочетаниях величин p_2 и p_3 , а

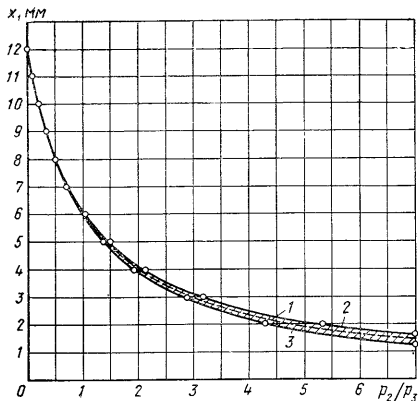


Рис. 35. Характеристика позиционного устройства:

штриховая линия — теоретическая, сплошная — экспериментальная (прямой и обратный ход)

также при любых их значениях в предшествующий момент времени. Следовательно, если оценивать точность описываемого позиционного устройства, то на основании рис. 35 можно сказать, что при изменении входных сигналов в диапазоне $0,2-1,0 \text{ кгс/см}^2$, его погрешности является гистерезис в характеристиках мембран, то очевидно, что главный резерв повышения точности позиционного устройства заключается в применении мембранных полостей с малой изгибной жесткостью и мембраны с радиальным расположением армирующих нитей.

Пневматическое вычислительное устройство. Пневматическое аналоговое вычислительное устройство предназначено для выполнения математических операций умножения и деления двух независимых переменных, а также для возведения в квадрат и извлечения квадратного корня из одной переменной. Кроме того, устройство позволяет вводить постоянный множитель нужной величины для изменения масштаба выходного сигнала.

Конструктивно вычислительное устройство (рис. 36) состоит из усилителя давления *I* и позиционного устройства *II*. Эти два блока соединены между собой таким образом, что торец штока 1 позиционного устройства является заслонкой сопла 2 усилителя давления. В камере *B* обратной связи усилителя через постоянный дроссель 3 подводится давление питания. Сигнал p , формируемый в камере *B* обратной связи усилителя, является результатом выпол-

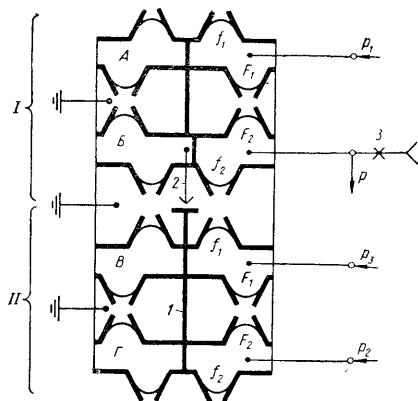


Рис. 36. Схема вычислительного устройства

няемой устройством математической операции. На вход усилителя в камеру *A* подается сигнал p_1 , а в камеры *B* и *Г* позиционного устройства вводятся сигналы p_2 и p_3 . Камера *A* усилителя давления и камера *B* позиционного устройства образованы одинаковыми мембранами f_1 и F_1 (на рис. 36 одинаковые мембраны обозначены одинаковыми символами). Точно так же и камеры *B* и *Г* образованы одинаковыми мембранами f_2 и F_2 .

Усилитель давления *I* выполняет операцию

$$p = k p_1,$$

где коэффициент усиления k определяется из уравнения (25).

Тогда

$$p = \left(\frac{\Delta}{x} - 1 \right) p_1.$$

Перемещение штока позиционного устройства *II* описывается уравнением (26), т. е.

$$x = \Delta \frac{p_3}{p_2 + p_3}.$$

В последних двух уравнениях максимальные перемещения Δ одинаковы вследствие равенства мембран, образующих камеры *A* и *B*, *B* и *Г* усилителя давления и позиционного устройства. Кроме того, поскольку торец штока 1 позиционного устройства служит заслонкой для сопла 2 усилителя давления, то сопло 2 «следит» за перемещениями штока 1, и, следовательно, штоки позиционного

симых переменных, а множитель $1/p_3=C$ выполняет функцию масштабного коэффициента,

$$p = C p_1 p_2.$$

На рис. 37,а показана схема включения устройства на выполнение этой операции.

2. При $p_3=\text{const}$ и $p_1=p_2$ устройство реализует операцию возведения в квадрат одной независимой переменной, а множитель $1/p_3=C$ выполняет функцию масштабного коэффициента,

$$p = C p_1^2.$$

Схема включения устройства на выполнение операции возведения в квадрат показана на рис. 37,б.

3. При $p_3=C=\text{const}$ выполняется операция деления двух независимых переменных

$$p = C \frac{p_1}{p_3}.$$

На рис. 37,в приведена схема включения устройства на выполнение этой операции.

4. При $p_3=\text{const}$ и $p_3=p$, что достигается путем ответвления выходного сигнала в камеру В позиционного устройства, реализуется операция извлечения квадратного корня из одной независимой переменной

$$p = C \sqrt{p_1},$$

где $C = \sqrt{p_2}=\text{const}$ есть постоянный масштабный коэффициент.

На рис. 37,г показана схема включения устройства на извлечение квадратного корня.

Во всех случаях масштабный коэффициент C выбирают произвольно в соответствии с диапазоном изменения входной величины и требуемым диапазоном выходного сигнала. В частности, этот коэффициент может быть равным единице.

Кроме перечисленных выше основных элементарных математических операций устройство может выполнять и другие, более сложные, например, устройство может производить операцию над тремя независимыми переменными согласно уравнению (27), а также извлекать квадратный корень из произведения двух независимых переменных.

На рис. 38 показана конструкция пневматического вычислительного устройства [10, 14] типа ПВУ-1. Как отмечалось раньше, для нормальной работы устройства необходимо, чтобы мембранные коробки А и В, а также Б и Г (см. рис. 36) имели одинаковые эффективные площади в каком-то начальном положении и изменялись на равные величины при одинаковых перемещениях жестких центров. Последнее условие в вычислительном устройстве ПВУ-1 достигается равенством конусностей шайб защемления и жестких центров всех мембран. Равенство эффективных площадей мембранных коробок в начальном положении достигается равенством всех линейных размеров мембран, образующих данные коробки. Для компенсации влияния возможных отклонений основных размеров мембран при изготовлении (в пределах допусков) устройство имеет узел подстройки начального взаимного расположения мембранных

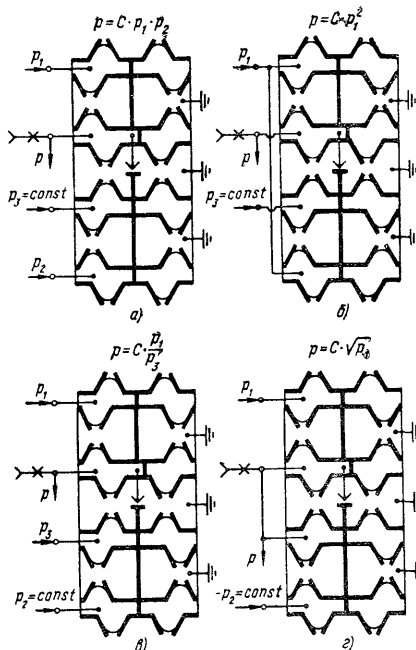


Рис. 37. Варианты включения вычислительного устройства

устройства и усилителя давления всегда имеют одинаковые текущие значения перемещения x . В таком случае два последних уравнения представляют систему, и они могут быть решены совместно. При этом получим

$$p = \frac{p_1 \cdot p_2}{p_3}. \quad (27)$$

Уравнение (27) полностью описывает работу вычислительного устройства. Из него следует, каким образом могут быть реализованы перечисленные выше элементарные математические операции.

1. При $p_3=\text{const}$ реализуется операция умножения двух незави-

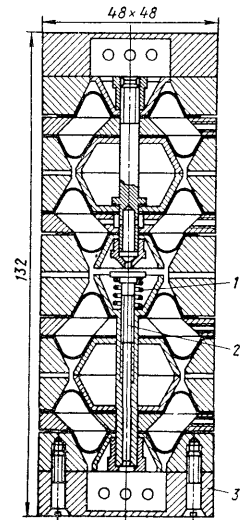


Рис. 38. Конструкция вычислительного устройства ПБУ-1

блоков усилителя давления и позиционного устройства, включающий винтовой шток 2 (рис. 38) и пружину 1 для создания постоянного натяга в резьбе.

Для настройки вычислительного устройства ПБУ-1 необходимо включить его на выполнение любой из операций, ввести в него переменные и, сняв крышку 3, вращением штока 2 установить выходной сигнал в соответствии с теоретическими результатами данной операции.

Результаты экспериментальных исследований промышленных образцов описанного вычислительного устройства показали, что при изменении входных и выходных сигналов в диапазоне 0,2—1,0 кгс/см² решение пропорции согласно уравнению (27) дает погрешность не более $\pm 2,5\%$. При выполнении элементарных математических операций умножения двух переменных и возведения в квадрат одной переменной устройство соответствует классу точности 1, а при делении двух переменных и извлечении корня квадратного из одной переменной — классу 1,5. Погрешности вычислительного устройства возникают из-за неустойчивости характеристик мембранных коробок, изменения зазора между соплом и заслонкой при изменении перепада давления на сопле, механического воздействия струи воздуха, выходящего из сопла, на заслонку и др. Причем, две последние причины характерны для многих приборов и элементов пневмоавтоматики. Изменение зазора между соплом и заслонкой определяет статическую погрешность в связи с наличием жесткости мембран, так как жесткость мембран, применяемых в описанном вычислительном устройстве, примерно в 2,5 раза меньше, чем жесткость плоских мембран, применяемых, например, в элементах УСЭППА, то можно считать, что погрешность от изменения зазора между соплом и заслонкой не носит доминирующий характер. Следовательно, главным источником погрешности устройства является неустойчивость характеристик мембран.

Выяснение механизма влияния неустойчивости характеристик мембран на точность работы устройства удобно провести, пользуясь номограммой, показанной на рис. 39. Здесь представлены характеристики усилителя давления в виде зависимости $k=f(x)$ и позиционного устройства $x=\psi(p_2/p_3)$ с общей осью x , поскольку они всегда имеют одинаковые перемещения. Из рис. 39 следует, например, что, если $p_2/p_3=2,5$, то вся подвижная система устройства по-

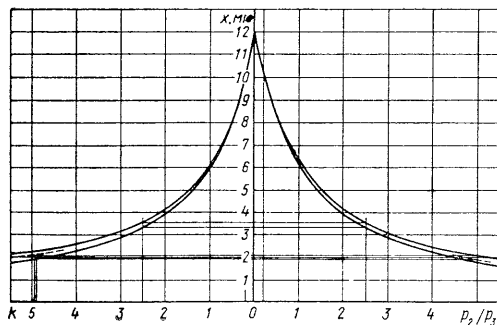


Рис. 39. Номограмма для определения погрешностей вычислительного устройства

лучит перемещение от $x_{\min}=3,3$ мм до $x_{\max}=3,5$ мм. Продолжая горизонтальные линии до пересечения с соответствующими характеристиками усилителя давления, можно видеть, что коэффициент усиления его будет равен 2,5 независимо от разброса значений перемещений. Это значит, что в связи с полной симметрией характеристик усилителя давления и позиционного устройства происходит полная компенсация их погрешностей. Однако, как отмечалось раньше, представленные кривые являются обгибающими реальны характеристик соответствующих узлов, и реальные характеристики имеют ширину петли гистерезиса, примерно в 1,5 раза меньшую. Поэтому в действительности не происходит полной компенсации погрешностей. Пусть, например, $p_2/p_3=5$. Проводя вертикальную линию до пересечения с верхней кривой и штриховой линией, представляющей собой какую-то реальную характеристику позиционного устройства, получим перемещение подвижной системы в пределах от $x_{\min}=1,9$ мм до $x_{\max}=2,1$ мм. Продолжая дальше горизонтальные линии до пересечения с реальными характеристиками усилителя давления, которые в самом неблагоприятном случае могут быть представлены нижней обгибающей кривой и штриховой линией, можно найти значения коэффициента усиления $k_{\min}=4,90$ и $k_{\max}=4,95$. Следовательно, относительная погрешность устройства по причине неустойчивости характеристик мембран не превышает $\pm 2\%$. Если же устройство выполняет одну из элементарных математических операций умножения, деления, возведения в квадрат или извлечения квадратного корня, то погрешность может быть или только положительной, или только отрицательной. Так как в устройстве возможна подстройка выходного сигнала, то диапазон отклонений можно расположить симметрично относительно нуля и уменьшить погрешность таким образом в два раза.

Если входные и выходные сигналы изменяются в диапазоне 0,2—1,0 кгс/см², то отношение p_2/p_3 и коэффициент усиления k изменя-

$$d_{\max} = D_{\max} - D_{\min} + d_{\min}. \quad (6)$$

Если в мембранной сборочной единице углы конусности шайбы α и жесткого центра β не равны, а их соотношение подбирается из условия уменьшения влияния перепада давления на эффективную площадь по формуле (23) или (24), то соотношение (6) выполняется приближенно, так как в этом случае α и β отличаются незначительно.

Обозначим

$$D_{\min} - d_{\min} = \lambda,$$

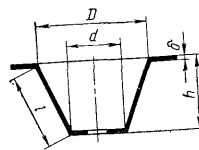


Рис. 40. Мембранное полотно тарельчатой формы

тогда соотношение (6) примет вид

$$d_{\max} = D_{\max} - \lambda.$$

D_{\max} выразим через заданное максимальное значение эффективной площади мембраны

$$D_{\max} = \frac{\lambda}{2} + \sqrt{\frac{\pi s_{\max}}{\pi} - \frac{\lambda^2}{12}}.$$

Затем d_{\max} определим из соотношения (6). При этом необходимо, чтобы удовлетворялось неравенство

$$d_{\max} < D_{\min}.$$

Если приведенное неравенство не выполняется, то сконструировать мембрану с заданными предельными значениями эффективной площади s_{\min} и s_{\max} невозможно.

Угол конусности поверхностей шайбы и жесткого центра определим, исходя из заданной величины максимального перемещения жесткого центра x_{\max}

$$\alpha = \arctg \frac{D_{\max} - D_{\min}}{x_{\max}}.$$

Мембранное полотно для мембран с переменной эффективной площадью обычно имеет тарельчатую форму (рис. 40)

Основные размеры мембраны должны соответствовать размерам деталей сборочной единицы, т. е.

$$D = D_{\max}, \quad d = d_{\min}.$$

Одной из основных расчетных величин мембранной сборочной единицы является полная длина образующей мембранного полотна

$$l = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{2 \sin \alpha} + \frac{\lambda (\pi - 2\alpha)}{4 \cos \alpha}.$$

Тогда высота

$$h = \sqrt{l^2 - \left(\frac{D - d}{2}\right)^2}.$$

ются в диапазоне 0,2—5,0. В таком случае перемещение подвижной системы данного устройства, как это следует из номограммы (рис. 39), составляет ~ 8 мм, хотя и позиционное устройство и усилитель давления имеют $\Delta = 12$ мм. В случае, если устройство не решает пропорцию согласно уравнению (27), а выполняет одну из элементарных математических операций, то ход подвижной системы уменьшается еще более, чем в два раза.

Таким образом, основной причиной погрешности вычислительного устройства является неустойчивость характеристик мембран, причем гистерезис, определяемый изгибной жесткостью мембранного полотна, сам по себе не представляет опасности, так как его влияние в устройстве полностью компенсируется. Опасность представляет разброс характеристик мембран, который зависит от абсолютных значений давлений в камерах и, очевидно, является следствием растяжения мембранного полотна. В связи с этим одним из основных мероприятий, направленных на повышение точности подобного рода устройств, можно рекомендовать применение мембранных полотен, не обладающих жесткостью в окружном направлении, для которых ранее были рассмотрены пути уменьшения влияния растяжения полотна на величину эффективной площади.

Как следует из вывода основных уравнений, описывающих работу позиционного устройства, усилителя давления и всего вычислительного устройства, углы конусности шайб и жестких центров, а также абсолютные линейные размеры мембран не влияют на характер работы устройства; кроме того, на характер работы вычислительного устройства не влияет величина максимального перемещения Δ . Однако все указанные величины безусловно оказывают влияние на точность устройств, и поэтому соответствующим их подбором можно в значительной степени снизить погрешности.

6. ВЫБОР И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕМБРАННЫХ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ С ПЕРЕМЕННОЙ ЭФФЕКТИВНОЙ ПЛОЩАДЬЮ

При проектировании мембранных сборочных единиц с переменной эффективной площадью необходимо найти размеры, определяющие внутреннюю коническую поверхность шайбы заземления и наружную боковую поверхность жесткого центра, а также начальную форму упругой поверхности мембранного полотна. В качестве исходных данных для конструирования сборочной единицы обычно используют требуемый диапазон изменения эффективной площади и максимальное перемещение жесткого центра. Диапазон изменения эффективной площади, как правило, задают в виде максимального s_{\max} и минимального s_{\min} ее значений.

Задаваясь ориентировочно отношением $\varepsilon = d/D \approx 0,3 \div 0,5$, определяем

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{12 s_{\min}}{\pi (1 + \varepsilon + \varepsilon^2)}},$$

после чего $d_{\min} = \varepsilon D_{\min}$.

Далее, учитывая, что при $\alpha = \beta$

$$D_{\max} - d_{\max} = D_{\min} - d_{\min},$$

Методика выбора и расчета других конструктивных элементов мембранной сборочной единицы аналогична описанной в гл. 1.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1. Определить закон изменения эффективной площади для мембранной сборочной единицы с размерами

$$D_{\min} = 6 \text{ см}, \quad d_{\min} = 2 \text{ см}, \quad \alpha = \beta = 45^\circ.$$

Решение. Минимальная эффективная площадь мембраны составляет

$$s_{\min} = \frac{\pi}{12} (D_{\min}^2 + D_{\min} d_{\min} + d_{\min}^2) = \\ = \frac{3,14}{12} (6^2 + 6 \cdot 2 + 2^2) = 13,6 \text{ см}^2.$$

Закон изменения эффективной площади описывается уравнением (18)

$$s = 13,6 + \frac{3,14 (6+2) \operatorname{tg} 45^\circ}{4} x + \frac{3,14 \operatorname{tg}^2 45^\circ}{4} x^2 = \\ = 13,6 + 6,28x + 0,785x^2,$$

где x — текущее значение перемещения жесткого центра, отсчитываемое от крайнего положения, при котором эффективная площадь минимальна.

Пример 2. Рассчитать основные конструктивные элементы мембранной сборочной единицы, позволяющей при максимальном ходе жесткого центра $x_{\max} = 15$ мм настраивать эффективную площадь мембраны в диапазоне от $s_{\min} = 2 \text{ см}^2$ до $s_{\max} = 5 \text{ см}^2$.

Решение. Задаваясь отношением $\varepsilon = d_{\min}/D_{\min} = 0,4$, определим

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{12s_{\min}}{\pi(1+\varepsilon+\varepsilon^2)}} = \sqrt{\frac{12 \cdot 2}{3,14(1+0,4+0,4^2)}} = 2,21 \text{ см}.$$

Тогда

$$d_{\min} = \varepsilon D_{\min} = 0,4 \cdot 2,21 = 0,884 \text{ см}.$$

Для определения максимального значения диаметров шайбы и жесткого центра найдем

$$\lambda = D_{\min} - d_{\min} = 2,21 - 0,884 = 1,326 \text{ см}.$$

Тогда

$$D_{\max} = \frac{\lambda}{2} + \sqrt{\frac{4s_{\max}}{\pi} - \frac{\lambda^2}{12}} = \frac{1,326}{2} + \\ + \sqrt{\frac{4 \cdot 5}{3,14} - \frac{1,326^2}{12}} = 3,16 \text{ см} \\ d_{\max} = D_{\max} - \lambda = 3,16 - 1,326 \approx 1,84 \text{ см}.$$

При этом неравенство $d_{\max} < D_{\min}$ выполняется.

Определим углы конусности шайбы и жесткого центра

$$\alpha = \arctg \frac{D_{\max} - D_{\min}}{x_{\max}} = \arctg \frac{3,16 - 2,21}{1,5} = \\ = 0,56 \text{ рад} = 32^\circ 20'.$$

Основные размеры мембранного полотна

$$D = D_{\max} = 3,16 \text{ см}, \quad d = d_{\min} = 0,884 \text{ см}, \\ l = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{2 \sin \alpha'} + \frac{\lambda (\pi - 2\alpha)}{4 \cos \alpha} = \frac{3,16 - 2,21}{2 \sin 32^\circ 20'} + \\ + \frac{1,326 (3,14 - 2 \cdot 0,56)}{4 \cos 32^\circ 20'} \approx 1,69 \text{ см}.$$

Высота тарельчатого профиля мембраны

$$h = \sqrt{l^2 - \left(\frac{D-d}{2}\right)^2} = \sqrt{1,69^2 - \left(\frac{3,16 - 0,884}{2}\right)^2} = \\ = 1,245 \text{ см}.$$

Пример 3. По данным примера 1 определить максимально возможный диапазон изменения эффективной площади и максимальные перемещения жесткого центра.

Решение. Для данной мембраны имеем

$$\lambda = D_{\min} - d_{\min} = 6 - 2 = 4 \text{ см}.$$

Максимально возможное значение эффективной площади ограничивается обязательным условием соблюдения неравенства $d_{\max} < D_{\min}$.

Исходя из этого и принимая из конструктивных соображений

$$D_{\min} - d_{\max} \approx 0,2 \text{ см},$$

получим

$$d_{\max} = 6 - 0,2 = 5,8 \text{ см}.$$

Тогда

$$D_{\max} = d_{\max} + \lambda = 5,8 + 4 = 9,8 \text{ см}.$$

Максимальная эффективная площадь мембраны

$$s_{\max} = \frac{\pi}{12} (D_{\max}^2 + D_{\max} d_{\max} + d_{\max}^2) = \\ = \frac{3,14}{12} (9,8^2 + 9,8 \cdot 5,8 + 5,8^2) = 48,9 \text{ см}^2.$$

Таким образом, эффективная площадь мембраны изменяется в диапазоне от $s_{\min} = 13,6 \text{ см}^2$ до $s_{\max} = 48,9 \text{ см}^2$ (значение s_{\min} взято из примера 1).

Для определения максимального перемещения жесткого центра x_{\max} подставим значение s_{\max} в уравнение, полученное при решении примера 1:

$$s_{\max} = 48,9 = 13,6 + 6,28x_{\max} + 0,785x_{\max}^2,$$

$$0,785x_{\max}^2 + 6,28x_{\max} - 35,3 = 0.$$

Решая полученное квадратное уравнение, найдем

$$x_{\max} = \frac{-6,28 + \sqrt{6,28^2 + 4 \cdot 0,785 \cdot 35,3}}{2 \cdot 0,785} = 3,8 \text{ см.}$$

Пример 4. Определить максимальное напряжение в мембранном полотне для мембраны из примера 3 при $p=1,0 \text{ кгс/см}^2$, если толщина мембранного полотна $\delta=0,4 \text{ мм}$.

Вешение. Максимальные напряжения в мембранном полотне возникают по окружности защемления его в жестком центре в случае, когда эффективная площадь мембраны максимальна. В этом случае натяжение мембранного полотна по окружности диаметром d_{\max} можно найти, пользуясь уравнением (19), которое для данного случая запишется

$$T_1 = \frac{\pi p}{12 \cos \alpha} (D_{\max}^2 + D_{\max} d_{\max} - 2d_{\max}^2) = \\ = \frac{3,14 \cdot 1,0}{12 \cos 45^\circ} (9,8^2 + 9,8 \cdot 5,8 - 2 \cdot 5,8^2) = 31,7 \text{ кгс.}$$

Это усилие равномерно распределено также и по окружности защемления диаметром d_{\min} (если пренебречь трением полотна о коническую поверхность жесткого центра). Тогда напряжение в опасном сечении

$$\sigma_{\max} = \frac{T_1}{\pi d_{\min} \delta} = \frac{31,7}{3,14 \cdot 2 \cdot 0,04} = 126 \text{ кгс/см}^2.$$

ДРУГИЕ ТИПЫ ЭЛАСТИЧНЫХ МЕМБРАН

1. РАЗДЕЛИТЕЛЬНЫЕ МЕМБРАНЫ

Для герметизации рабочих камер пневматических устройств в местах вывода передаточного звена обычно применяют различного рода сальниковые сборочные единицы. В приборах пневмоавтоматики сальниковые сборочные единицы не применяются по следующим причинам:

1) работа сальниковых сборочных единиц сопровождается трением, что вызывает большие погрешности приборов в виде зоны нечувствительности и петли гистерезиса,

2) сальниковая сборочная единица обычно не обеспечивает полной герметизации подвижных пар, и поэтому возможные утечки могут оказаться соизмеримыми с пропускной способностью дроссельных органов, что в конечном счете тоже может послужить источником недопустимых погрешностей приборов.

В связи с этим в пневматических приборах для герметизации камер в местах выводов передаточных звеньев применяют разделительные мембраны. Разделительные мембраны лишены указанных выше недостатков, и поэтому они во многих случаях успешно конкурируют с сальниковыми сборочными единицами. К недостаткам мембранных разделительных сборочных единиц следует отнести прежде всего то, что они не допускают больших перемещений звена, однако в пневматических приборах такое требование к ним, как правило, и не предъявляют.

Конструктивно разделительные мембраны приборов часто не отличаются от мембран, выполняющих роль чувствительных элементов. Например, в элементе сравнения (см. рис. 21) большие мембраны являются чувствительными элементами, а малые мембраны служат разделительными, назначение которых сводится к герметизации отдельных камер прибора. Такие мембраны имеют одинаковую конструкцию, отличить их в данном случае можно лишь по назначению в приборе: если мембрана без ущерба для работы прибора может быть заменена сальниковой сборочной единицей, то она является разделительной.

Разделительные мембраны по характеру перемещений, совершаемым передаточным звеном, место выхода которого герметизирует данная мембрана, делят на четыре основных типа, предназначенных:

- 1) для герметизации выхода передаточных звеньев, совершающих осевые возвратно-поступательные перемещения (рис. 41, а);
- 2) для звеньев, совершающих возвратно-вращательные движе-

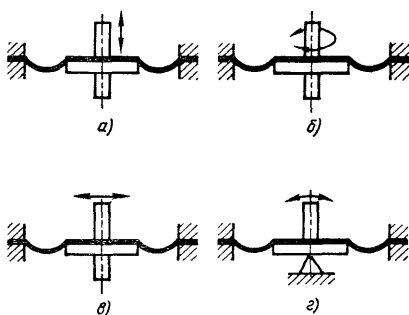


Рис. 41. Основные типы разделительных мембран

ния (рис. 41, б), здесь звено совершает повороты на небольшой угол вокруг своей оси;

3) для звеньев, совершающих боковые перемещения (рис. 41, а);
4) для звеньев, совершающих качательные движения (рис. 41, в).
В данном случае звено совершает повороты вокруг шарнира в плоскости чертежа.

Разделительные мембраны оказывают определенное сопротивление перемещению передаточного звена, благодаря чему усилие на нем складывается из двух составляющих: из полезного усилия со стороны чувствительного элемента и из дополнительного усилия со стороны разделительной мембраны, вызывающего систематическую погрешность приборов [30].

Разделительная мембрана, герметизирующая вывод звена, совершающего осевые возвратно-поступательные движения, передает на него усилие, равное произведению перепада давления на величину эффективной площади мембраны. Все вопросы, связанные с определением величины эффективной площади мембран и ее изменений при различных условиях, подробно рассмотрены в главе I. Единственное требование, которое предъявляется к разделительным мембранам, в отличие от чувствительных, состоит в том, что их эффективная площадь должна быть минимальной.

Определяя реакцию разделительной мембраны при всех остальных видах перемещений передаточного звена, для простоты считаем, что ее жесткий центр находится в нейтральном положении. Тогда в соответствии с формулой (4) натяжение мембранного полотна по периметру жесткого центра

$$T_1 = \frac{\pi p}{12 \sin \varphi} (D^2 + Dd - 2d^2),$$

а радиальная его составляющая

$$T_1' = \frac{\pi p}{12 \operatorname{tg} \varphi} (D^2 + Dd - 2d^2).$$

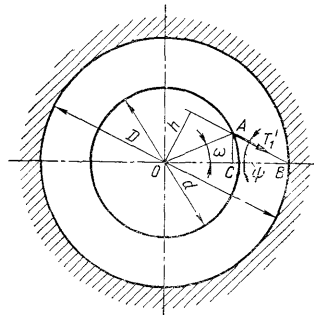


Рис. 42. Схема для расчета реактивного вращающегося момента при поворотах жесткого центра вокруг оси мембраны

Если выводное звено, а следовательно и жесткий центр мембраны, повернутся вокруг своей оси на угол ω (рис. 42), то усилие T_1 будет действовать эксцентрично, а угол φ определится из уравнения

$$\frac{\sin \varphi}{l} = \frac{AB}{l}$$

здесь

$$\begin{aligned} AB &= \sqrt{AC^2 + BC^2} = \sqrt{\left(\frac{d}{2} \sin \omega\right)^2 + \left(\frac{D}{2} - \frac{d}{2} \cos \omega\right)^2} = \\ &= \frac{d}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d}\right)^2 - 2 \frac{D}{d} \cos \omega}. \end{aligned}$$

Тогда

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{d \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d}\right)^2 - 2 \frac{D}{d} \cos \omega}}{2l}.$$

Радиальная составляющая T_1' создает вращающий момент $M = T_1' \cdot h$ противодействующий повороту жесткого центра на угол ω .

Здесь

$$h = \frac{D}{2} \sin \varphi.$$

$$\sin \varphi = \frac{\overline{AC}}{\overline{AB}} = \frac{\frac{d}{2} \sin \omega}{\frac{d}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d}\right)^2 - 2 \frac{D}{d} \cos \omega}}.$$

Тогда вращающий момент

$$M = \frac{\pi D p (D^2 + Dd - 2d^2) \sin \omega}{24 \operatorname{tg} \varphi \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d}\right)^2 - 2 \frac{D}{d} \cos \omega}}.$$

Следовательно, реактивный вращающий момент на оси раздельной мембраны, повернутой на угол ω , можно определить путем решения системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} M &= \frac{\pi D p (D^2 + Dd - 2d^2) \sin \omega}{24 \operatorname{tg} \varphi \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d}\right)^2 - 2 \frac{D}{d} \cos \omega}}, \\ \frac{\sin \varphi}{\varphi} &= \frac{d \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d}\right)^2 - 2 \frac{D}{d} \cos \omega}}{2l}. \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Теперь рассмотрим, каким образом раздельная мембрана сопротивляется боковому смещению жесткого центра. В произвольно выбранной точке A (рис. 43) на окружности жесткого центра действует элементарная радиальная сила

$$ds_0 = \frac{T'_1}{2\pi} d\alpha = \frac{p}{24 \operatorname{tg} \varphi} (D^2 + Dd - 2d^2) d\alpha.$$

Если жесткий центр получит боковое смещение на величину λ , то ds_0 изменит свою величину и направление и станет равной ds_λ . Тогда сила противодействия мембраны поперечному смещению

$$N = \int_0^{2\pi} ds_\lambda \cdot \cos \beta.$$

Величину ds_λ можно приближенно определять так же, как и ds_0 , если угол φ находить из уравнения

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{\overline{A'B}}{l}.$$

Выразим $\cos \beta$ из $\triangle AA'B$ по теореме косинусов:

$$\cos \beta = \frac{\overline{A'B}^2 + \overline{A'A}^2 - \overline{AB}^2}{2 \overline{A'B} \cdot \overline{A'A}} = \frac{\overline{A'B}^2 + \lambda - \left(\frac{D-d}{2}\right)^2}{2 \cdot \overline{A'B} \cdot \lambda}.$$

Из этого же треугольника найдем

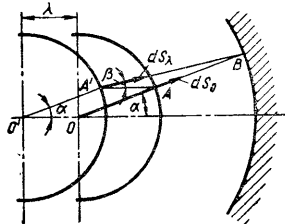


Рис. 43. Схемы для расчета реакции мембраны на радиальное смещение жесткого центра

$$\overline{A'B} = \sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + 2\lambda \frac{D-d}{2} \cos \alpha}.$$

Следовательно,

$$\cos \beta = \frac{\lambda + \frac{D-d}{2} \cos \alpha}{\sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + 2\lambda \frac{D-d}{2} \cos \alpha}}.$$

Тогда силу N можно найти, решая систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} N &= \int_0^{2\pi} \frac{p (D^2 + Dd - 2d^2)}{24 \operatorname{tg} \varphi} \times \\ &\times \frac{\left(\lambda + \frac{D-d}{2} \cos \alpha\right) \cdot d\alpha}{\sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + 2\lambda \frac{D-d}{2} \cos \alpha}}; \\ \frac{\sin \varphi}{\varphi} &= \frac{\sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + 2\lambda \frac{D-d}{2} \cos \alpha}}{l}. \end{aligned} \right\}$$

Угол α , по которому ведется интегрирование, входит в оба уравнения. Решение полученной системы весьма сложно, поэтому целесообразно разработать методику упрощенного инженерного ее решения. Сущность этого метода состоит в том, что уравнение интегрируют по участкам, а угол α на каждом участке считают постоянным. Точность расчета при этом тем большая, чем на большее количество участков разделена окружность жесткого центра. В соответствии с принятой методикой реакция N мембраны на боковое смещение λ определяется следующим образом

$$\left. \begin{aligned} N &= \frac{2\pi}{n} \frac{\bar{p}(D^2 + Dd - 2d^2)}{24} \times \\ &\times \sum_{i=1}^n \frac{\lambda + \frac{D-d}{2} \cos \frac{2\pi(i-1)}{n}}{\operatorname{tg} \varphi_i \sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + 2\lambda \frac{D-d}{2} \cos \frac{2\pi(i-1)}{n}}}; \\ \frac{\sin \varphi_i}{\varphi_i} &= \frac{\sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + 2\lambda \frac{D-d}{2} \cos \frac{2\pi(i-1)}{n}}}{l} \end{aligned} \right\} (29)$$

$$i = 1, 2, 3, \dots, n.$$

Для практических расчетов обычно достаточно выбрать $n=6-8$. В конце главы приводится пример расчета реакции раздельной мембраны на боковое смещение по уравнениям (29), который иллюстрирует практические приемы пользования этими уравнениями.

Определим реактивный момент сопротивления раздельной мембраны качательным движением передаточного звена. Если жесткий центр мембраны (рис. 44) повернется на угол γ вокруг оси mm , то произвольная точка A на окружности жесткого центра сместится относительно нейтрального положения в осевом направлении на величину

$$x = \frac{d}{2} \cos \gamma \sin \psi,$$

где γ — текущее значение центрального угла, определяющее положение произвольной точки A .

В соответствии с формулой (4) для натяжения мембранного полотна в точке A можно записать

$$dT = \frac{p}{24 \sin \varphi \cos \alpha} (D^2 + Dd - 2d^2) d\gamma,$$

а для угла φ справедливо уравнение

$$\begin{aligned} \frac{\sin \varphi}{\varphi} &= \frac{\sqrt{\left(\frac{D-d \cos \psi}{2}\right)^2 + x^2}}{l} = \\ &= \frac{\sqrt{(D-d \cos \psi)^2 + d^2 \sin^2 \psi \cdot \cos^2 \gamma}}{2l}. \end{aligned}$$

Такое же натяжение мембранного полотна dT имеет место и в точке A_1 , расположенной симметрично точке A относительно оси mm , а также в точках A_2 и A_3 симметричных точкам A и A_1 относительно оси nn .

Моменты сил dT в точках A и A_3 относительно оси mm составляют

$$dW_1 = h \cdot dT \cos \gamma,$$

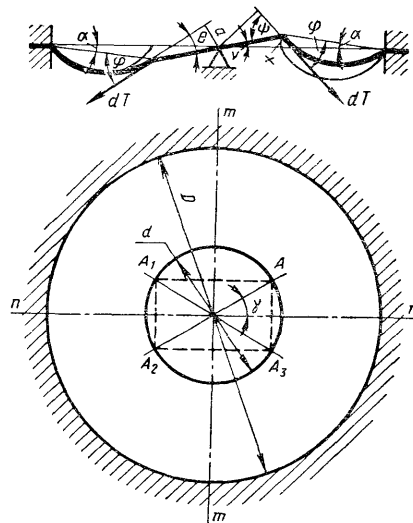


Рис. 44. Схема для расчета реактивного момента при качательных движениях жесткого центра

а моменты от сил dT в точках A_1 и A_2 относительно той же оси составляют

$$dW_2 = adT \cos \gamma,$$

где h и a — плечи сил dT в соответствующих точках относительно оси mm .

Из рис. 44 следует, что

$$h = \frac{d}{2} \cos \gamma \sin \psi = \frac{d}{2} \cos \gamma \sin (\varphi + \psi + \alpha)$$

и

$$a = \frac{d}{2} \cos \gamma \sin \theta = \frac{d}{2} \cos \gamma \sin (\varphi - \psi - \alpha).$$

Суммарный момент сил во всех четырех симметричных точках

$$dW = 2dW_1 - 2dW_2 = 2(h - a) dT \cos \gamma =$$

Практически бывает достаточно выбрать $n = 4-6$.

В реальных условиях при работе разделительных мембран угол ψ бывает небольшим. В этом случае угол φ можно приближенно считать постоянным, и тогда путем обычного интегрирования можно получить

$$W = \frac{pd^2(D+2d)\sin\psi}{12\lg\varphi} \left[\frac{\pi}{4} \left(\frac{D}{d} - 1 \right) + \frac{2}{3} \right]; \quad (31)$$

$$\frac{\sin\varphi}{\varphi} \approx \frac{D-d}{2l}.$$

Уравнения (28), (29), (30) и (31) позволяют определить дополнительное усилие (или момент) на передаточном звене, обусловленное наличием разделительной мембраны, при всех возможных перемещениях передаточного звена.

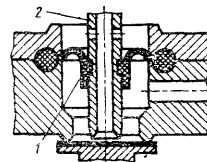


Рис. 45. Конструкция узла с резиновой разделительной мембраной

Анализируя полученные расчетные формулы, можно сделать вывод, что, чем больше D и d и чем меньше гофр, тем сильнее сопротивляется мембрана всевозможным отклонениям жесткого центра от нейтрального положения. В связи с этим при конструировании разделительных мембран следует предельно уменьшать ее основные размеры и увеличивать глубину гофра. Один из примеров такого предельного уменьшения разделительной мембраны показан на рис. 45. Мембрана 1 изготовлена из резины без армирования тканью. Она не имеет ярко выраженного жесткого центра и удерживается на штоке 2 лишь благодаря тому, что надевается на него с натягом и фиксируется на его кольцевой выточке. Разделительная мембрана такой конструкции находит широкое применение в пневматических ключах, кнопках и реле агрегатной унифицированной системы элементов дискретного действия (АУСЭД) [24].

2. МАНЖЕТНЫЕ МЕМБРАНЫ

Для увеличения максимального хода штока мембранной сборочной единицы применяют гофрированные мембраны. При этом, как правило, глубина гофра не превышает половины одностороннего зазора между корпусом и жестким центром. В этом случае максимальный ход штока примерно равен $D-d$. Такие перемещения чаще всего требуются в пневматических исполнительных механизмах.

Для дальнейшего увеличения хода часто применяют так называемые манжетные мембраны (рис. 46). По величине максимального хода манжетные мембраны [1, 3, 4, 42] приближаются к поршневым механизмам. На рис. 46, а показана мембранная сборочная единица одностороннего действия, в котром обратный ход осуществляется с помощью возвратной пружины, а на рис. 46, б изображена мембранная сборочная единица двойного действия.

По принципу работы манжетную мембрану можно рассматри-

$$= 2dT \cos^2 \gamma \frac{1}{2} [\sin(\varphi + \psi + \alpha) - \sin(\varphi - \psi - \alpha)] =$$

$$= 2d \cos^2 \gamma \cos \varphi (\sin \alpha \cos \psi + \cos \alpha \sin \psi) dT$$

или, подставляя dT ,

$$dW = \frac{p(D^2 + Dd - 2d^2) d \cos^2 \gamma}{12 \lg \varphi} (\tg \alpha \cos \psi + \sin \psi) d\psi.$$

Для малых углов ψ можно записать

$$\tg \alpha \approx \frac{x}{\frac{D-d}{2}} = \frac{d \cos \gamma \sin \gamma}{\frac{D-d}{2}}.$$

Тогда

$$dW = \frac{pd(D^2 + Dd - 2d^2) \cos^2 \gamma}{12} \left(\frac{d \cdot \cos \gamma \sin \gamma}{D-d} \cos \psi + \sin \psi \right) d\psi = \frac{pd^2(D+2d)\sin\psi}{12\lg\varphi} \left(\frac{D}{d} - 1 + \cos\psi \cos\gamma \right) \cos^2 \gamma d\psi.$$

Полный момент противодействия разделительной мембраны повороту ее на угол ψ можно найти, решая систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} W &= \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{pd(D+2d)\sin\psi}{12\lg\varphi} \left(\frac{D}{d} - 1 + \cos\psi \cos\gamma \right) \cos^2 \gamma d\psi; \\ \frac{\sin\varphi}{\varphi} &= \frac{\sqrt{(D-d\cos\psi)^2 + d^2\sin^2\psi \cos^2 \gamma}}{2l}. \end{aligned} \right\}$$

Поскольку угол γ , по которому должно вестись интегрирование, входит в оба уравнения, то решение такой системы весьма затруднительно. Поэтому полученный интеграл удобно представить в виде суммы конечного числа слагаемых:

$$\left. \begin{aligned} W &= \frac{\pi}{2n} \cdot \frac{pd(D+2d)\sin\psi}{12} \left[\left(\frac{D}{d} - 1 \right) \sum_{i=1}^n \frac{\cos^2 \frac{\pi(i-1)}{2n}}{\tg \varphi_i} + \right. \\ &\quad \left. + \cos \psi \sum_{i=1}^n \frac{\cos^2 \frac{\pi(i-1)}{2n}}{\tg \varphi_i} \right]; \\ \frac{\sin \varphi_i}{\varphi_i} &= \frac{\sqrt{(D-d\cos\psi)^2 + d^2\sin^2\psi \cos^2 \frac{\pi(i-1)}{2n}}}{2l} \end{aligned} \right\} (30)$$

$$i = 1, 2, 3, \dots, n$$

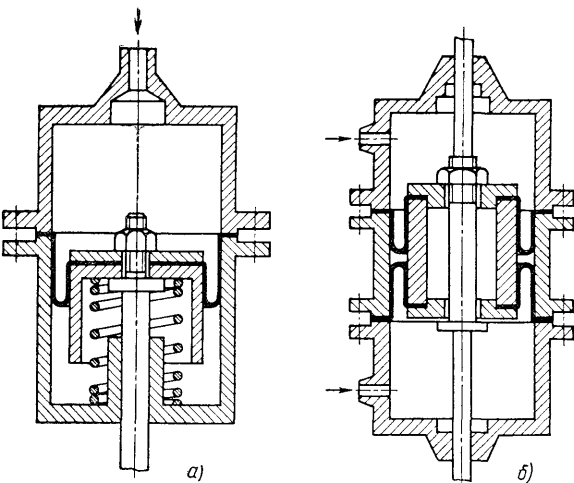


Рис. 46. Конструктивные разновидности манжетных мембран

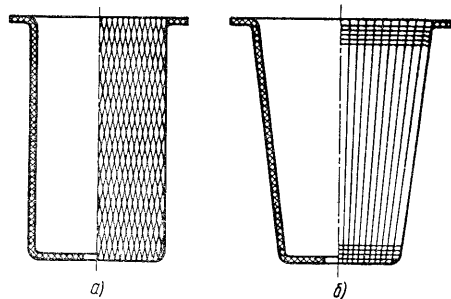


Рис. 47. Варианты конструктивного исполнения мембранного полотна манжетных мембран

вать как частный случай мембран, описанных в главе II при $\alpha = \beta = 0$.

Жесткий центр манжетной мембраны имеет длинную юбку и по конструкции напоминает поршень. Мембранное полотно из эластичного материала обычно выполняют в виде цилиндра или в виде усеченного конуса с отбортованными верхней и нижней кромками (рис. 47). Цилиндрическую или коническую оболочку обычно изготавливают из прорезиненной ткани, нити которой расположены под небольшим углом к образующей оболочки (рис. 47, а) [1] или из безуточной ткани, нити которой расположены вдоль образующей (рис. 47, б) [33]. Такое мембранное полотно обладает большой жесткостью в осевом направлении, и малой жесткостью — в окружном, что очень важно для стабильности характеристик мембран.

При работе мембранной сборочной единицы часть полотна прижимается давлением воздуха к внутренней полости цилиндра, часть — к наружной боковой поверхности юбки жесткого центра, и лишь небольшой его участок образует криволинейную упругую поверхность свободного провисания. При осевых перемещениях жесткого центра мембранное полотно сбегает с внутренней поверхности цилиндра на наружную поверхность юбки жесткого центра и наоборот. Во время работы мембраны полотно претерпевает радиальные деформации на участке от цилиндра до жесткого центра. Отсюда следует, что оболочка мембраны должна обладать минимальной жесткостью в окружном направлении. Кроме того, при конструировании манжетных мембран необходимо стремиться максимально приблизить диаметр жесткого центра d к диаметру цилиндра D . Практически можно принимать $d \leq D - 10 \delta$, где δ — толщина мембранного полотна.

Манжетная мембрана обладает жесткостью, близкой к нулю, и практически постоянной эффективной площадью. Фирма «Белл Фрам» США выпускает резино-тканевые и пластмассовые мембраны манжетного типа с гарантированным непостоянством эффективной площади менее, чем 0,1% при ходе от нескольких до десятков миллиметров. Аналогичные чувствительные элементы разработаны и в ГДР [2].

Изменения эффективной площади происходят в основном вследствие деформации мембранного полотна при выворачивании оболочки и при необходимости их следует определять экспериментально. Указанные процессы в значительной мере определяют гистерезис в характеристике мембран.

3. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ МЕМБРАНЫ

При необходимости получения большого усилия на жестком центре приходится конструировать мембрану с большой эффективной площадью. Как следует из формулы (1), с этой целью увеличивают радиальные размеры мембранного механизма. В тех случаях, когда чувствительный элемент должен размещаться в узких каналах (трубопроводах, скважинах и т. д.), увеличение радиальных размеров недопустимо. Мембрана, с помощью которой можно получить большую эффективную площадь при небольших радиальных размерах, показана на рис. 48. Мембранное полотно l представляет собой часть цилиндрической оболочки с большой жесткостью в осевом направлении и малой жесткостью в окру-

ном направлении. Одним концом полотно прикреплено к крышке 2, а вторым — к жесткому центру 3. Вся мембранная сборочная единица расположена в корпусе 4. Пружина 5 является возвратной.

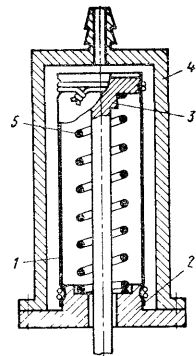


Рис. 48. Конструкция узла цилиндрической мембраны

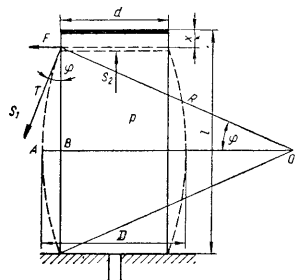


Рис. 49. Схема для расчета эффективной площади цилиндрической мембраны

Для того чтобы судить о величине полезного усилия, которое может развить описанная цилиндрическая мембрана, найдем выражение для ее эффективной площади. Для этого воспользуемся схемой, приведенной на рис. 49. Крайнее верхнее положение жесткого центра, изображенное на рис. 49 сплошными линиями, считаем нейтральным и от него отсчитываем перемещение x . Если внутри чувствительного элемента имеется давление p , и его жесткий центр смещен относительно нейтрального положения на величину x , то на боковую поверхность действует сила, приведенное значение которой определяется формулой

$$F = \frac{\pi d (l-x) p}{2},$$

но, поскольку мембранное полотно может передавать только силы натяжения, то

$$T = \frac{F}{\sin \varphi} = \frac{\pi d (l-x) p}{2 \sin \varphi},$$

а осевая составляющая

$$S_1 = T \cos \varphi = \frac{\pi d (l-x) p}{2 \operatorname{tg} \varphi}.$$

Кроме того, на верхнюю часть мембраны действует сила

$$S_2 = \frac{\pi D^2}{4} p,$$

направленная вертикально вверх.

Тогда, вычитая S_2 из S_1 и деля на p , получим выражение для эффективной площади

$$s = \frac{\pi d (l-x)}{2 \operatorname{tg} \varphi} - \frac{\pi D^2}{4}.$$

В этом выражении неизвестными величинами являются φ и D . Если считать, что образующая оболочки мембраны очерчена по дуге окружности, то для угла φ можно написать

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{l-x}{l+\Delta l},$$

где Δl — удлинение образующей оболочки мембраны под действием сил натяжения T , т. е.

$$\Delta l = \frac{\sigma}{E} l = \frac{T}{\pi d \delta E} l = \frac{p (l-x)}{2 E \delta \sin \varphi} l.$$

Тогда

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} = \frac{l-x}{l \left[1 + \frac{p (l-x)}{2 E \delta \sin \varphi} \right]},$$

или

$$\varphi = \frac{l}{l-x} \sin \varphi + \frac{p l}{2 E \delta}.$$

Величину D можно определить с помощью схемы, показанной на рис. 49, следующим образом

$$D = d + 2 \overline{AB};$$

$$\overline{AB} = R - R \cos \varphi = R (1 - \cos \varphi).$$

Кроме того,

$$\frac{l+\Delta l}{R} = 2\varphi$$

или

$$\frac{l \left[1 + \frac{p (l-x)}{2 E \delta \sin \varphi} \right]}{R} = 2\varphi.$$

Тогда, если из последнего уравнения выразить R , то можно найти

$$\overline{AB} = \frac{l \left[1 + \frac{p (l-x)}{2 E \delta \sin \varphi} \right]}{2\varphi} (1 - \cos \varphi)$$

$$D = d + \frac{l(1 - \cos \varphi)}{\varphi} \left[1 + \frac{p(l - x)}{2E\delta \sin \varphi} \right] \quad (32)$$

При этом уравнения для определения эффективной площади цилиндрической мембраны можно записать в окончательном виде

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{\pi d(l-x)}{2 \operatorname{tg} \varphi} - \frac{\pi}{4} \left\{ d + \frac{l(1 - \cos \varphi)}{\varphi} \times \right. \\ &\quad \times \left[1 + \frac{p(l-x)}{2E\delta \sin \varphi} \right]^2 \Bigg\}; \\ \varphi &= \frac{l}{l-x} \sin \varphi + \frac{pl}{2E\delta} \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

Можно показать, что в случае, когда перепад давления действует в обратном направлении, т. е. если давление p действует на упругий элемент снаружи, то уравнения для определения эффективной площади принимают вид

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{\pi d(l-x)}{2 \operatorname{tg} \varphi} + \frac{\pi}{4} \left\{ d - \frac{l(1 - \cos \varphi)}{\varphi} \times \right. \\ &\quad \times \left[1 + \frac{p(l-x)}{2E\delta \sin \varphi} \right]^2 \Bigg\}; \\ \varphi &= \frac{l}{l-x} \sin \varphi + \frac{pl}{2E\delta} \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

Анализируя основные расчетные уравнения (33) и (34), видим, что, если мембрана находится в нейтральном положении ($x=0$) и модуль упругости E материала мембранного полотна в осевом направлении велик, эффективная площадь мембраны принимает большие значения. В пределе, если мембранное полотно считать нерастяжимым ($E=\infty$), эффективная площадь равна бесконечности. Главным мероприятием, направленным на увеличение эффективной площади, следует считать повышение модуля упругости материала мембранного полотна в осевом направлении. В связи с этим рекомендуется применять различные эластичные пленки (например, резиновые), армированные тонкими металлическими нитями только в осевом направлении.

Эффективная площадь цилиндрической мембраны быстро уменьшается при смещении жесткого центра относительно нейтрального положения, поэтому применять такую мембрану с целью получения большой эффективной площади можно лишь в том случае, если жесткий центр совершает весьма малые перемещения, а конструкция изделия не позволяет увеличивать радиальные размеры.

Как одно из интересных свойств цилиндрических мембран можно отметить тот факт, что в нейтральном положении мембрана, показанная на рис. 48, развивает усилие на жестком центре, направленное вниз, независимо от направления перепада давления, т. е. независимо от того, действует ли давление p внутри чувствительного элемента, или снаружи, жесткий центр все равно стре-

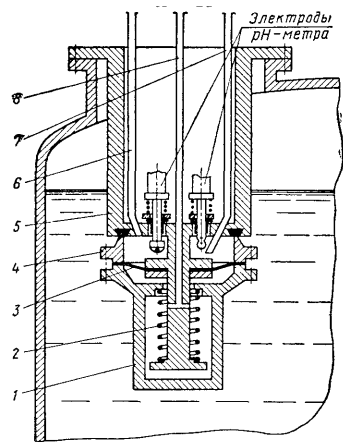


Рис. 50. Схема ограждающего устройства

мится переместиться вниз. Для цилиндрической мембраны перемещение всегда положительно независимо от направления перепада давления.

4. МЕМБРАНЫ С ПОДВИЖНОЙ ПЕРИФЕРИЕЙ

В ряде случаев при конструировании мембранных пассиватических механизмов удобно, чтобы жесткий центр мембраны был неподвижен, а перемещения осуществляли детали, зажимающие мембранное полотно по периферии. Работу такой мембраны можно рассмотреть на примере ограждающего устройства для погружных датчиков рН-метров (рис. 50) [23].

Ограждающее устройство применяется при измерениях рН жидких сред в химических аппаратах периодических производств с помощью погружных датчиков. Поскольку в таких аппаратах производится несколько технологических процессов или несколько стадий одного и того же процесса, а замеры рН должны производиться только на определенных стадиях, то обычно возникает необходимость на всех остальных стадиях ограждать датчик рН-метра от контакта со средой аппарата, что значительно повышает надежность всей системы контроля рН. Именно эту задачу и ряд других (промывка электродов, калибровка датчиков с помощью эталонных смесей) выполняет данное ограждающее устройство. Пневматический привод узла ограждения электродов в устройстве конструи-

тивно выполнен таким образом, что жесткий центр рабочей мембраны 3 жестко прикреплен к корпусу 5, а детали, защемляющие мембранное полотно по периферии (стакан 1 и крышка 4), могут перемещаться в осевом направлении. При неработающих датчиках стакан 1 и крышка 4 с помощью пружины 2 прижимаются к корпусу, и полость датчиков отделяется от полости реакционного аппарата; в это время можно произвести промывку и калибровку датчиков (промывочная и калибровочная жидкости подаются и удаляются по трубкам 6 и 7). При включении датчиков в работу в полость стакана по трубке 8 подается пневматический сигнал, при этом стакан вместе с крышкой перемещаются вниз, и полость датчиков сообразается с полостью реакционного аппарата.

Для расчета описанного узла (подбора пружины и определения размеров мембраны, способной при заданном командном давлении преодолевать усилие пружины) необходимо уметь определять эффективную площадь такой мембраны, причем в данном случае под эффективной площадью следует понимать такую площадь s' , которая, будучи умноженной на величину перепада давления, даст истинное значение осевого усилия на корпусе защемления мембраны по периферии (а не на жестком центре, как для всех других типов мембран).

Определим осевую силу, передаваемую на корпус защемления со стороны упругой кольцевой поверхности мембранного полотна, пользуясь схемой, показанной на рис. 15. Величину натяжения мембранного полотна по контуру защемления мы уже получили (11). Вертикальная составляющая силы T_2

$$Q = T_2 \cos \left(\frac{\pi}{4} - \varphi + \alpha \right) = \\ = \frac{\pi r \sin(\varphi - \alpha)}{12 \sin \varphi \cos \alpha} (2D^2 - Dd - d^2) = \\ = \frac{\pi r}{12} \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \varphi} \right) (2D^2 - Dd - d^2).$$

Деля полученное выражение на r и учитывая, что

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2x}{D - d},$$

а также, что угол φ находится из уравнения (6), получим

$$\left. \begin{aligned} s' &= \frac{\pi}{12} (2D^2 - Dd - d^2) - \frac{\pi (2D + d)}{6} \cdot \frac{x}{\operatorname{tg} \varphi}, \\ \frac{\sin \varphi}{\varphi} &= \frac{\sqrt{\left(\frac{D - d}{2} \right)^2 + x^2}}{l}. \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

Если необходимо учитывать влияние перепада давления на эффективную площадь, второе уравнение полученной системы (35) можно взять в соответствии со вторым уравнением системы (13).

Как показывают уравнения (35), в случае, если плоскость защемления периферии в корпусе совпадает с плоскостью заще-

мления в жестком центре ($x=0$), то эффективная площадь независима от φ определяется по формуле

$$s' = \frac{\pi}{12} (2D^2 - Dd - a^2).$$

Сравнивая формулы (35) и (5), можно видеть, что, если эффективная площадь по жесткому центру s растет с увеличением x , то эффективная площадь по периферии s' уменьшается.

Сумма эффективных площадей по периферии и по жесткому центру составляет

$$s^0 = s' + s = \frac{\pi}{12} (2D^2 - Dd - d^2) - \frac{\pi (2D + d) x}{6 \operatorname{tg} \varphi} + \\ + \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2) + \frac{\pi (D + 2d)}{6 \operatorname{tg} \varphi} = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi (D - d) x}{6 \operatorname{tg} \varphi},$$

а в нейтральном положении $s^0 = \frac{\pi D^2}{4}$, т. е. в сумме s и s' составляют полную площадь отверстия по окружности защемления мембраны в корпусе (площадь отверстия в свету).

Уравнения (35) показывают, что увеличив эффективную площадь мембраны по периферии можно путем увеличения диаметра защемления в корпусе D и уменьшения диаметра жесткого центра d .

5. МЕМБРАНЫ С НЕЗАЩЕМЛЕННОЙ ПЕРИФЕРИЕЙ

Одной из разновидностей описанного типа эластичных мембран является мембрана с незащемленной периферией (рис. 51). Мембрана 1 отформована из эластичного материала, например из резины, и наделта на центральный шток 2 таким же образом, как и разделительная мембрана (рис. 45). Периферия мембраны не заще-млена и может свободно перемещаться в осевом направлении на величину зазора Δ_0 . Если на мембрану действует перепад давления сверху вниз, то периферия мембраны прижимается к седлу нижней детали 5, а если перепад давления действует снизу вверх, то периферия мембраны перемещается вверх на величину зазора Δ_0 и прижимается к седлу верхней детали 4. При этом в обоих случаях подмембранная и надмембранная полости герметично разделены мембраной 1 за счет прижатия периферии к тому или другому седлу под действием перепада давления. Для того чтобы наружный обод мембраны не потерял устойчивости под действием радиального натяжения, периферия должна быть достаточно жесткой. С этой целью периферию отформовывают утолщенной, или внутри ее заформовывают металлическое кольцо 3. Упругую кольцевую поверхность мембраны, расположенную между жестким центром диаметра d и внутренней поверхностью жесткой периферии диаметром D , выполняют волнообразной для уменьшения собственной жесткости мембраны в осевом направлении, которая очевидно зависит от упругих свойств материала (резины) и от толщины δ . Обычно собственную жесткость мембран используют при конструировании прибора как их полезное свойство для создания определенного пружинения периферии к седлу при отсутствии пере-

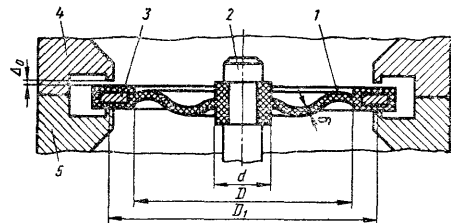


Рис. 51. Мембрана с незащемленной периферией

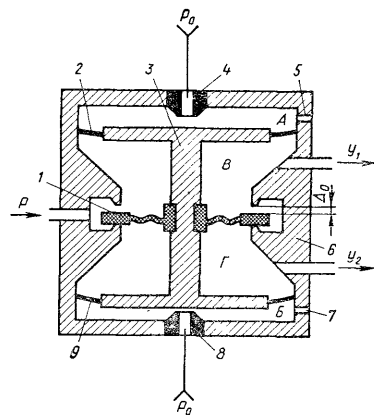


Рис. 53. Пневматический логический элемент

пада давления. Если собственная жесткость мембраны, обусловленная упругими свойствами материала, недостаточна, то можно применить мембранную сборочную единицу, показанную на рис. 52, в котором требуемая жесткость создается пружинами.

Применение и методику расчета мембран с незащемленной периферией рассмотрим на примере специального пневматического логического элемента [15], представленного на рис. 53.

Элемент состоит из корпуса 6, штока 3, закрепленного на мембранах 2 и 9, и мембраны 1 с незащемленной периферией. Шток 3 может совершать осевые перемещения: ход вниз до упора в торце сопла 8 и ход вверх до упора в торце сопла 4. Конструктивно элемент выполнен так, что полный ход штока 3 по величине больше, чем зазор Δ_0 . Это приводит к тому, что часть своего рабочего хода шток совершает за счет деформации мембраны 1, и поэтому в крайних положениях штока 3 незащемленная периферия мембраны 1 прижимается к верхнему или нижнему седлу, благодаря силам упругости материала мембраны.

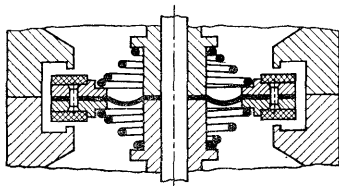


Рис. 52. Способ придания мембране упругих свойств с помощью пружин

Для фиксации штока в крайних положениях через сопла 4 и 8 подается постоянное давление подпора p_0 в камеры А и Б, которые соединяются с атмосферой через постоянные дроссели 5 и 7. Легко видеть, что, если шток переместить в одно из крайних положений, например вниз, то он и фиксируется в этом положении за счет того, что сопло питания камеры Б закроется, и

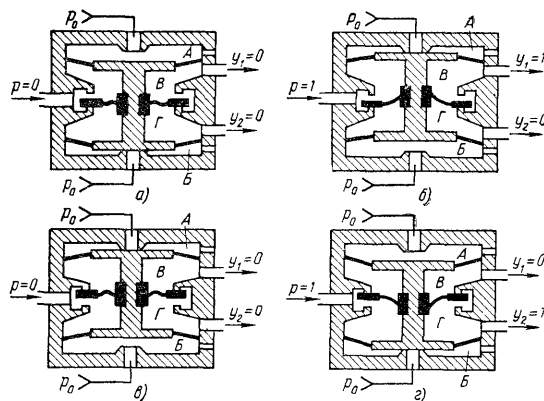


Рис. 54. Последовательность работы логического элемента

давление в ней сбросится через дроссель γ до атмосферного, а в камере A установится давление p_0 .

Элемент имеет один вход для подачи счетного импульса p и два выхода y_1 и y_2 . Логический элемент работает в следующей последовательности (рис. 54).

Предположим, что в некоторый момент шток находится в нижнем положении, как показано на рис. 54, а. При этом в камере A давление равно давлению подпора p_0 , а в камере B оно равно атмосферному и поэтому шток надежно удерживается в этом положении. Пусть на вход элемента подан счетный импульс $p=1$ (рис. 54, б), тогда периферия средней мембраны прижмется к своему нижнему седлу под действием давления в камере B и на выходах элемента появятся $y_1=1$, $y_2=0$. Однако, так как эффективная площадь верхней мембраны больше, чем средней, шток переместится вверх под действием давления в камере B , но периферия средней мембраны останется прижатой к нижнему седлу, как показано на рис. 54, в. При этом сопола камеры A закроется, и давление в ней упадет до атмосферного, а в камере B установится давление p_0 , и шток таким образом зафиксируется в верхнем положении.

Когда входной импульс изменится до $p=0$ (рис. 54, г), то шток по-прежнему останется в верхнем положении, а периферия средней мембраны, благодаря своей упругости, отойдет от нижнего седла и прижмется к верхнему (так как шток совершил ход, больший, чем зазор Δ_0). На выходах элемента получим $y_1=0$ и $y_2=0$. При повторной подаче счетного импульса $p=1$ на выходах получим $y_1=0$, $y_2=1$ (рис. 54, з), шток переместится вниз под действием давления в камере A , а периферия средней мембраны останется прижатой к верхнему седлу до исчезновения счетного импульса. Таким образом, при непрерывной подаче счетных импульсов, работа логического элемента повторяется. Логическая операция, выполняемая элементом, может быть записана в виде таблицы его состояний.

Счетный импульс p	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0
Выход элемента	y_1	0	0	1	0	0	0	1	0	0
	y_2	1	0	0	0	1	0	0	0	1
Рис. 54	г	а	б	в	г	а	б	в	г	а
период					период					

С помощью описанного логического элемента легко реализовать всевозможные операции автоматического управления и в частности обегания устройств. На рис. 55 в качестве примера показана схема обегания на восемь точек. Цифровая нумерация вы-

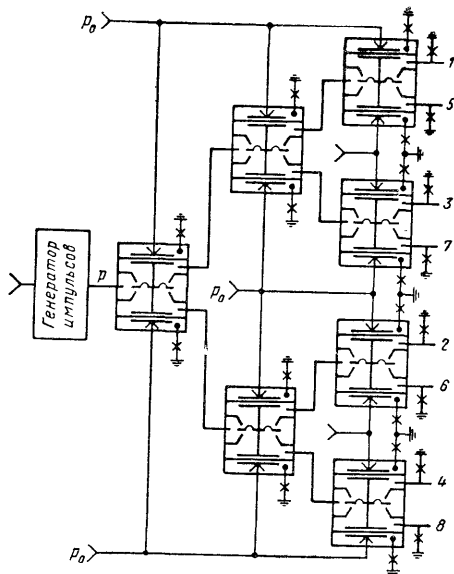


Рис. 55. Принципиальная схема обегания на восемь точек

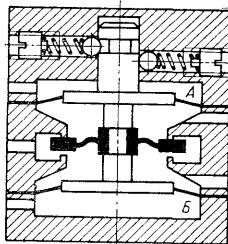


Рис. 56. Логический элемент с долговременной памятью

ходов означает последовательное появления командного импульса при условии, что в начальный момент у всех элементов штока находился в нижнем положении. Как следует из схемы, показанной на рис. 55, для обгана восьмью (вообще n) точек достаточно собрать схему из семи элементов (вообще из $n-1$ элементов), если же генератор импульсов имеет два инверсных выхода, то потребуется всего шесть элементов (вообще $n-2$ элемента).

Обычно обганающие устройства содержат специальные схемы, предусматривающие заданное начальное положение всех элементов, с тем, чтобы обганаение начиналось всегда с одной и той же точки. Тогда при всяком выключении и повторном включении устройства в работу, обганаение вновь начинается с этой точки. Иногда бывает важно, чтобы при повторном включении обганаение начиналось не с начала, а продолжалось с той точки, на которой оно было остановлено (т. е. чтобы запоминалась точка выключения). Этого легко можно добиться с помощью описанного элемента, если фиксация штока в крайних положениях осуществлять не так, как предусмотрено в схеме, показанной на рис. 53, а механическим путем, например с помощью шариковых фиксаторов, как показано на рис. 56, а камеры A и B в таком случае можно использовать при необходимости для принудительной установки элемента в нужное положение (вызов точки).

Рассмотрим последовательность статического расчета мембран логического элемента (рис. 53). Соотношение эффективных площадей мембран должно удовлетворять следующим условиям:

1) при давлении p в камере B должно обеспечиваться перемещение штока вверх. Для этого необходимо, чтобы

$$G + p(s_b - s_c) > p_0 s_b$$

или

$$G + s_b(p - p_0) > p s_c,$$

где s_b — эффективная площадь верхней мембраны;

s_c — эффективная площадь средней мембраны;

G — сила упругости средней мембраны;

2) при давлении p и его возможных отклонениях периферия мембраны должна надежно удерживаться прижатой к элементу седлу, т. е. не должно быть ложных срабатываний элемента.

Для того чтобы удовлетворить первому условию, необходимо прежде всего правильно выбрать давление подпора. Обычно принимают $p_0 \approx 0,5 p$.

Расчет эффективных площадей верхней и средней мембран для определения их соотношения согласно первому условию необходимо производить по формулам (13) или (5) и (6). При этом следует иметь в виду, что в момент, предшествующий началу перемещения штока, верхняя мембрана имеет положительное смещение жесткого центра относительно нейтрального положения, равное

$$x = \frac{1}{2} t,$$

где t — полный ход штока, а средняя мембрана имеет отрицательное смещение

$$x = -\frac{1}{2} (t - \Delta_0).$$

После момента отрыва штока от сопла вступает в силу положительная обратная связь, и, поскольку эффективные площади нижней и верхней мембран обычно равны, то первое условие выражается

$$G + p s_b^* > p s_c.$$

Здесь необходимо заметить, что по мере перемещения штока изменяется не только соотношение эффективных площадей s_b и s_c (s_b — уменьшается, s_c — возрастает), но изменяется также и G .

Силу G можно считать прямо пропорциональной смещению жесткого центра относительно нейтрального положения:

$$G = Kz,$$

где z — смещение жесткого центра;

K — собственная жесткость мембраны, которая должна определяться экспериментально.

При нижнем положении штока смещение

$$z = \frac{1}{2} (t - \Delta_0),$$

и, следовательно,

$$G = \frac{K}{2} (t - \Delta_0),$$

а при перемещении вверх сила G быстро уменьшается до нуля и затем становится отрицательной, так что в верхнем положении штока

$$G = -\frac{K}{2} (t - \Delta_0).$$

Для удовлетворения второму условию, необходимо, чтобы

$$p_{\min} s'' > G = \frac{K}{2} (t + \Delta_0),$$

где p_{\min} — минимальное давление в камере B с учетом возможных отклонений величины входного счетного сигнала;

s'' — эффективная площадь средней мембраны по периферии.

Величину s'' можно определить

$$s'' = s' + \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D^2),$$

где s' — находится из уравнения (35),

D_1 — диаметр седла (рис. 51).

В последнем уравнении второе слагаемое в правой части обусловлено наличием жесткого обода по периферии мембраны, так

как часть ее ширины $\frac{D_1 - D}{2}$ принимает участие в создании силы

прижатия периферии к седлу. Тогда для эффективной площади по периферии мембраны с незащищенной периферией можно записать (без учета ее упругих свойств):

$$\left. \begin{aligned} s'' &= \frac{\pi}{12} (2D^2 - Dd - d^2) + \frac{\pi (D_1^2 - D^2)}{4} - \\ &\quad - \frac{\pi (2D + d)}{6} \cdot \frac{x}{\operatorname{tg} \varphi}; \\ \frac{\sin \varphi}{\varphi} &= \frac{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x^2}}{l} \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

Очевидно, что при давлении

$$p^0 = \frac{K(t - \Delta_0)}{2s''}$$

периферия средней мембраны уже переместится вверх, и поэтому его можно считать пределом условного «нуля» счетного импульса.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1. Эластичная мембрана имеет размеры $D=4,5$ см, $d=2,5$ см, $l=1,2$ см. Определить реактивный момент, развиваемый мембраной при повороте ее жесткого центра вокруг оси на 1° , если мембрана работает при перепаде давления $p=1,0$ кгс/см².

Решение. В соответствии с системой (28) определим угол φ , пользуясь уравнением

$$\begin{aligned} \frac{\sin \varphi}{\varphi} &= \frac{d \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d}\right)^2} - 2 \frac{D}{d} \cos \omega}{2l} = \\ &= \frac{2,5 \sqrt{1 + \left(\frac{4,5}{2,5}\right)^2} - 2 \frac{4,5}{2,5} \cos 1^\circ}{2 \cdot 1,2} = 0,867. \end{aligned}$$

По табл. 2 находим $\varphi=0,91$.

Тогда

$$\begin{aligned} M &= \frac{\pi D p (D^2 + Dd - 2d^2) \sin \omega}{24 \operatorname{tg} \varphi \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d}\right)^2} - 2 \frac{D}{d} \cos \omega} = \\ &= \frac{3,14 \cdot 4,5 \cdot 1,0 (4,5^2 + 4,5 \cdot 2,5 - 2 \cdot 2,5^2) \sin 1^\circ}{24 \operatorname{tg} 0,91 \sqrt{1 + \left(\frac{4,5}{2,5}\right)^2} - 2 \frac{4,5}{2,5} \cdot \cos 1^\circ} = \\ &= 0,194 \text{ кгс}\cdot\text{см}. \end{aligned}$$

Пример 2. По данным примера 1 определить силу реакции мембраны боковому смещению жесткого центра на $0,5$ мм.

Решение. На основании системы (29) реакцию мембраны на боковое смещение λ можно выразить

$$\begin{aligned} N &= \frac{2\pi}{n} \frac{p (D^2 + Dd - 2d^2)}{24} \times \\ &\times \sum_{i=1}^n \frac{\lambda + \frac{D-d}{24} \cos \frac{2\pi(i-1)}{n}}{\operatorname{tg} \varphi_i \sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + 2\lambda \frac{D-d}{2} \cos \frac{2\pi(i-1)}{n}}} = \\ &= \frac{2 \cdot 3,14 (4,5^2 + 4,5 \cdot 2,5 - 2 \cdot 2,5^2)}{24n} \times \\ &\times \sum_{i=1}^n \frac{0,05 + \frac{4,5-2,5}{2} \cos \frac{2 \cdot 3,14 (i-1)}{n}}{\operatorname{tg} \varphi_i \sqrt{0,05^2 + \left(\frac{4,5-2,5}{2}\right)^2 + 2 \cdot 0,05 \frac{4,5-2,5}{2} \cos \frac{2 \cdot 3,14 (i-1)}{n}}} = \\ &= \frac{4,96}{n} \sum_{i=1}^n \frac{0,05 + \cos \left(6,28 \frac{i-1}{n}\right)}{\operatorname{tg} \varphi_i \sqrt{1,0025 + 0,1 \cos \left(6,28 \cdot \frac{i-1}{n}\right)}}. \quad (a) \end{aligned}$$

Разобьем окружность жесткого центра на 4 равные части, т. е. примем $n=4$, и, пользуясь уравнением (29), вычислим для каждого i значение φ_i .

a) $i=1$,

$$\begin{aligned} \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1} &= \frac{\sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2} + 2\lambda \frac{D-d}{2} \cos \frac{2\pi(i-1)}{n}}{l} = \\ &= \frac{\sqrt{0,05^2 + \left(\frac{4,5-2,5}{2}\right)^2} + 2 \cdot 0,05 \frac{4,5-2,5}{2} \cos 0}{1,2} = 0,875. \end{aligned}$$

По табл. 2 находим $\varphi_1=0,88$.

б) $i=2$,

$$\frac{\sin \varphi_2}{\varphi_2} = \frac{\sqrt{1,0025 + 0,1 \cos \frac{\pi}{2}}}{1,2} = 0,835; \quad \varphi_2=1,02$$

в) $i=3$,

$$\frac{\sin \varphi_3}{\varphi_3} = \frac{\sqrt{1,0025 + 0,1 \cos \pi}}{1,2} = 0,792; \quad \varphi_3=1,16$$

г) $i = 4$,

$$\frac{\sin \varphi_4}{\varphi_4} = \frac{\sqrt{1,0025 + 0,1 \cos \frac{3}{2} \pi}}{1,2} = 0,835; \quad \varphi_4 = 1,02.$$

Подставим значения i , n и φ_2 в выражение (а):

$$N = \frac{4,96}{4} \left[\frac{0,05 + \cos 0}{\operatorname{tg} 0,88 \sqrt{1,0025 + 0,1 \cos 0}} + \frac{0,05 + \cos 1,57}{\operatorname{tg} 1,02 \sqrt{1,0025 + 0,1 \cos 1,57}} + \frac{0,05 + \cos 3,14}{\operatorname{tg} 1,16 \sqrt{1,0025 + 0,1 \cos 3,14}} + \frac{0,05 + \cos 4,71}{\operatorname{tg} 1,02 \sqrt{1,0025 + 0,1 \cos 4,71}} \right] = 0,562 \text{ кгс.}$$

Для сравнительной оценки зависимости точности решения задачи от количества участков, на которые разбивается окружность жесткого центра, примем $n=8$ и повторим решение задачи.

а) $i = 1$,

$$\frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1} = \frac{\sqrt{1,0025 + 0,1 \cos 0}}{1,2} = 0,875; \quad \varphi_1 = 0,88$$

б) $i = 2$,

$$\frac{\sin \varphi_2}{\varphi_2} = \frac{\sqrt{1,0025 + 0,1 \cos \frac{\pi}{4}}}{1,2} = 0,862; \quad \varphi_2 = 0,93$$

и т. д. Результаты приведенных и дальнейших расчетов углов φ_i приведены ниже.

i	1	2	3	4	5	6	7	8
φ_i	0,88	0,93	1,02	1,12	1,16	1,12	1,02	0,93

Подставляя принятые значения n и i , а также полученные величины φ_i в выражение (а), получим

$$N = \frac{4,96}{8} (0,827 + 0,546 + 0,0307 - 0,328 - 0,436 - 0,328 + 0,0307 + 0,546) = 0,551 \text{ кгс.}$$

Как следует из сравнения двух расчетов при $n=4$ и $n=8$, с увеличением количества участков в два раза точность расчета повысилась всего на 2%. Дальнейшее увеличение n становится все менее эффективным.

Пример 3. По данным примера 1 определить реактивный момент, возникающий при отклонении оси мембраны на угол $\nu=5^\circ$.

Решение. На основании системы уравнений (30) при отклоне-

нии оси мембраны на угол $\nu=5^\circ$ возникает реактивный момент, стремящийся вернуть жесткий центр в нейтральное положение,

$$\begin{aligned} W &= \frac{\pi}{2n} \frac{pd(D+2d) \sin \nu}{12} \left[\left(\frac{D}{d} - 1 \right) \sum_{i=1}^n \frac{\cos^2 \frac{\pi(i-1)}{2n}}{\operatorname{tg} \varphi_i} + \right. \\ &\quad \left. + \cos \sum_{i=1}^n \frac{\cos^3 \frac{\pi(i-1)}{2n}}{\operatorname{tg} \varphi_i} \right] = \\ &= \frac{3,14}{2n} \frac{1,0 \cdot 2,5^2 (4,5 + 2 \cdot 2,5) \sin 5^\circ}{12} \times \\ &\quad \times \left[\left(\frac{4,5}{2,5} - 1 \right) \sum_{i=1}^n \frac{\cos^2 \frac{\pi(i-1)}{2n}}{\operatorname{tg} \varphi_i} + \right. \\ &\quad \left. + \cos 5^\circ \sum_{i=1}^n \frac{\cos^3 \frac{\pi(i-1)}{2n}}{\operatorname{tg} \varphi_i} \right] = \\ &= \frac{0,543}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\cos^2 \frac{\pi(i-1)}{2n}}{\operatorname{tg} \varphi_i} + \frac{0,676}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\cos^3 \frac{\pi(i-1)}{2n}}{\operatorname{tg} \varphi_i}. \quad (6) \end{aligned}$$

Разобьем окружность жесткого центра на 6 равных частей и вычислим угол φ_i для каждого i .

Пусть $i=1$, тогда

$$\begin{aligned} \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1} &= \frac{\sqrt{(D-d \cdot \cos \nu)^2 + d^2 \sin^2 \nu \cos^2 \frac{\pi(i-1)}{2n}}}{2l} = \\ &= \frac{\sqrt{(4,5 - 2,5 \cos 5^\circ)^2 + 2,5^2 \sin^2 5^\circ \cos^2 0^\circ}}{2 \cdot 1,2} = 0,837. \end{aligned}$$

По табл. 2 находим $\varphi_1=1,02$.

Вычисления показывают, что вследствие малости угла ν углы φ_i для различных значений i отличаются весьма незначительно, и поэтому с достаточной степенью точности примем

$$\varphi_i = 1,02 = \text{const.}$$

Тогда из уравнения (6) получим

$$\begin{aligned} W &= \frac{0,543}{6} (0,615 + 0,574 + 0,461 + 0,308 + 0,513 + 0,0411) + \\ &\quad + \frac{0,676}{6} (0,615 + 0,552 + 0,40 + 0,216 + 0,0767 + 0,0107) \approx \\ &\approx 0,305 \text{ кгс} \cdot \text{см.} \end{aligned}$$

Если для решения задачи воспользоваться приближенным уравнением (31), то

$$\frac{\sin \varphi}{\varphi} \approx \frac{D-d}{2l} = \frac{4,5-2,5}{2 \cdot 1,2} = 0,833,$$

откуда по табл. 2 находим $\varphi=1,03$

$$W = \frac{pd(D+2d)\sin\varphi}{12\operatorname{tg}\varphi} \left[\frac{\pi}{4} \left(\frac{D}{d} - 1 \right) + \frac{2}{3} \right] = \\ = \frac{1,0 \cdot 2,5^2 (4,5 - 2 \cdot 2,5) \sin 5^\circ}{12 \operatorname{tg} 1,03} \left[\frac{3,14}{4} \left(\frac{4,5}{2,5} - 1 \right) + \frac{2}{3} \right] = \\ = 0,336 \text{ кгс}\cdot\text{см}.$$

Пример 4. Определить эффективную площадь мембраны, показанной на рис. 49 при $d=2$ см, $l=10$ см, $\delta=0,5$ мм, $E=10^6$ кгс/см² и $x=0$, если давление $p=1,0$ кгс/см² действует на мембрану снаружи и, если оно действует изнутри. Найти напряжения, возникающие в мембранном полотне.

Решение. Угол φ определим из уравнения (33)

$$\varphi = \frac{l}{l-x} \sin \varphi + \frac{pl}{2E\delta} = \sin \varphi + 10^{-4},$$

которое можно решить методом последовательных приближений. При этом получим $\varphi \approx 0,08$. Тогда при давлении изнутри эффективную площадь определим по уравнению (33)

$$s = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 10}{2 \operatorname{tg} 0,08} - \frac{3,14}{4} \left\{ 2 + \frac{10(1 - \cos 0,08)}{0,08} \left[1 + \frac{1,0 \cdot 1,0}{2 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \cdot \sin 0,08} \right] \right\}^2 = 387 \text{ см}^2$$

При давлении снаружи по уравнению (34) найдем

$$s = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 10}{2 \operatorname{tg} 0,08} + \frac{3,14}{4} \left\{ 2 + \frac{10(1 - \cos 0,08)}{0,08} \left[1 + \frac{1,0 \cdot 1,0}{2 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \sin 0,08} \right] \right\}^2 = 397 \text{ см}^2.$$

Отметим, что в обоих случаях полезное усилие направлено в одну и ту же сторону, и эффективная площадь при этом отличается незначительно.

Для определения напряжения в мембранном полотне найдем силу натяжения, пользуясь формулой (32).

$$T = \frac{\pi d(l-x)p}{2 \sin \varphi} = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 10 \cdot 1,0}{2 \sin 0,08} = 392 \text{ кгс},$$

и напряжения

$$\sigma = \frac{T}{\pi d \delta} = \frac{392}{3,14 \cdot 2 \cdot 0,05} = 1250 \text{ кгс/см}^2.$$

Очевидно, что при таких напряжениях могут успешно работать,

например, эластичные материалы, армированные металлом. Мембранное полотно может состоять из тонкостенной металлической гильзы с множеством сквозных прорезей по образующей и тонкого шланга из эластичного материала для герметизации гильзы.

Пример 5. Мембрана с незащеленной периферией имеет размеры $D_1=2,5$ см, $D=2$ см, $d=0,8$ см, $l=0,8$ см. Определить ее эффективную площадь по периферии при двух крайних положениях, когда периферия смещена относительно жесткого центра на $x_1=-0,5$ мм и $x_2=+1,5$ мм.

Решение. Эффективную площадь по периферии определим, пользуясь уравнением (36). Для угла φ имеем

$$\sin \varphi_1 = \frac{\sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + x_1^2}}{l} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2-0,8}{2}\right)^2 + 0,05^2}}{0,8} = \\ \varphi_1 = 0,754.$$

По табл. 2 находим $\varphi_1 \approx 1,27$.

Таким же образом для $x_2=+1,5$ мм находим $\varphi_2 \approx 1,21$. Тогда при $x_1=-0,5$ мм

$$s'' = \frac{\pi}{12} (2D^2 - Dd - d^2) + \frac{\pi (D_1^2 - D^2)}{4} - \\ - \frac{\pi (2D+d)}{6} \frac{x}{\operatorname{tg} \varphi_1} = \frac{3,14}{12} (2,2^2 - 2 \cdot 0,8 - 0,8^2) + \\ + \frac{3,14 (2,5^2 - 2^2)}{4} + \frac{3,14 (2 \cdot 2 + 0,8)}{6} \cdot \frac{0,05}{\operatorname{tg} 1,27} = 3,32 \text{ см}^2.$$

При $x_2=+1,5$ мм

$$s''_2 = \frac{3,14}{12} (2,2^2 - 2 \cdot 0,8 - 0,8^2) + \frac{3,14 (2,5^2 - 2^2)}{4} - \\ - \frac{3,14 (2 \cdot 2 + 0,8)}{6} \cdot \frac{0,15}{\operatorname{tg} 1,21} = 3,14 \text{ см}^2.$$

ДИНАМИКА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МЕМБРАННЫХ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ

К факторам, имеющим большое практическое значение при оценке пневматических систем, относятся: быстродействие, степень устойчивости, чувствительность к нагрузке и др. Дать оценку любому пневматическому устройству с этой точки зрения можно лишь на основании рассмотрения его динамических характеристик, описывающих его поведение во времени.

Вопросы динамики пневматических приборов тесно связаны с характеристиками их проточных элементов — камер и различного рода дроссельных устройств, теория и расчет которых подробно описаны в литературе [22], поэтому в данной главе отсутствуют выводы уравнений истечения газа, а используются лишь некоторые конечные результаты, необходимые для динамических расчетов.

В общем случае наполнение мембранной пневматической камеры происходит до начала движения жесткого центра, пока давление в этой полости не станет способным преодолеть все силы сопротивления. Давление начала перемещения

$$p_0 = \frac{\Sigma F}{s}, \quad (a)$$

где ΣF — сумма сил сопротивления (противодавление, сила трения, сила тяжести подвижных деталей, упругие силы и др.),
 s — эффективная площадь мембраны.

В то время, когда жесткий центр мембраны неподвижен, а деформацией мембранного полотна можно пренебречь, объем мембранной камеры остается постоянным. Задача расчета этой части переходного процесса пневматических устройств сводится к определению зависимости изменения давления на мембране при заданных начальных условиях от времени. При этом могут происходить процессы наполнения или опорожнения, либо то и другое вместе. Как показывает опыт, таким образом можно рассматривать переходные процессы приборов силовой компенсации, у которых перемещение жесткого центра пренебрежимо малы, а так же подготовительный и заключительный периоды работы приборов релейного действия.

Для математического описания переходных процессов пневматических приборов в качестве основных исходных данных используют расход воздуха. Как известно из газодинамики, весовой расход воздуха G определяется уравнением

$$G = \mu f p_1 \sqrt{\frac{2g}{RT_1} \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}, \quad (37)$$

где μ — коэффициент расхода;

f — площадь сечения отверстия, через которое происходит истечение;

g — гравитационное ускорение,

R — газовая постоянная (для воздуха $R=29,27$ кгс·м/кгс·град);

n — показатель политропы процесса истечения;

p_1 — давление в полости, откуда происходит истечение;

p_2 — давление в полости, куда происходит истечение;

T_1 — температура воздуха в полости, откуда происходит истечение.

Для определения коэффициента расхода μ , являющегося одной из основных характеристик дросселирующего органа, обычно пользуются экспериментальными данными, а показатель политропы часто принимают равным показателю адиабаты k , который для воздуха составляет $k \approx 1,4$. При заполнении мембранной камеры давление p_1 и температура T_1 обычно считаются постоянными, и поэтому приведенное уравнение устанавливает зависимость весового расхода в функции от давления на мембране p_2 . При опорожнении наоборот p_2 обычно бывает постоянным и равным атмосферному давлению.

Уравнением (37) пользуются для определения расхода воздуха в подкритическом режиме истечения, т. е. когда скорость истечения меньше скорости звука. При этом.

$$\frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{кр} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}}.$$

В случае же, когда скорость истечения больше скорости звука, имеет место надкритический режим, и

$$\frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{кр},$$

а расход воздуха $G_{кр}$ остается постоянным и определяется более простым уравнением

$$G_{кр} = \mu f p_1 \sqrt{\frac{gn}{RT_1}} \sqrt{\left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}},$$

причем величина второго корня для адиабатического процесса ($n=k=1,4$) составляет

$$\sqrt{\left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}} \approx 0,58.$$

а для процесса, близкого к изотермическому, например при $n=1,05$, величина этого корня приблизительно равна 0,6.

Зависимость давления в мембранной камере от времени при надкритическом режиме наполнения можно записать в виде

$$p_2 = p_0 \left(1 + \frac{RTG_{кр}}{p_0 V_0} t \right), \quad (38)$$

где p_2 — текущее значение давления в мембранной камере;
 p_0 — начальное давление в мембранной камере до начала заполнения;
 T — температура воздуха, принимаемая для изотермического процесса постоянной;
 V_0 — объем мембранной камеры в момент начала заполнения;
 $G_{кр}$ — надкритический расход воздуха;
 t — время.

Приведенное уравнение справедливо до тех пор, пока наполнение происходит в надкритическом режиме, т. е. пока

$$\frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \approx 0,528,$$

а как только давление в мембранной полости станет равным критическому и процесс перейдет в подкритический режим, расход становится непостоянным, и уравнением (38) пользоваться нельзя. Для случая подкритического режима истечения связь между давлением в камере p_2 и временем t определяется следующим уравнением:

$$t = \frac{V_0}{12\mu f} \sqrt{\frac{n}{(n-1)T}} \left[\sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{кр}^{\frac{n-1}{n}}} - \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}} \right]. \quad (39)$$

Все изложенное о расчете времени изменения давления в постоянной емкости при подготовительном периоде, в полной мере относится и к заключительному периоду, когда жесткий центр мембраны, совершив перемещение, останавливается, а процесс наполнения или опорожнения еще продолжается.

Следует заметить, что в различных устройствах пневмоавтоматики широкого распространение получили так называемые линейные дроссели, представляющие собой каналы малого сечения и большой длины. Иногда для этих целей применяют капилляры с внутренним диаметром 0,18—0,20 мм длиной до 18 мм и более. Истечение через такие каналы можно описывать формулой Пуазейля

$$G = \frac{\pi}{8} \frac{r^4}{\eta l} (p_1 - p_2) \gamma,$$

где r — внутренний радиус капилляра;
 η — кинематическая вязкость воздуха;
 l — длина капилляра;
 γ — удельный вес воздуха.

Удельный вес воздуха можно определить по формуле

$$\gamma = \frac{p_2}{RT},$$

но, если перепад давления на дросселе невелик по сравнению с абсолютным значением давлений, то можно считать, что $\gamma = \text{const}$, и тогда

$$G = \alpha (p_1 - p_2),$$

т. е. расход воздуха через дроссель прямо пропорционален величине перепада давления на нем. Коэффициент пропорциональности α для каждого типа дросселей определяется экспериментально, и его обычно называют проводимостью дросселя по аналогии с про-

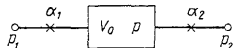


Рис. 57. Схема пневматической проточной камеры

водимостью электрических активных сопротивлений. К сожалению, линейная связь расхода с перепадом давления на практике выполняется весьма приблизительно, но введение понятия линейного дросселя позволяет значительно упростить некоторые динамические расчеты пневматических приборов.

Рассмотрим, например, камеру (рис. 57) постоянного объема V_0 , соединенную с источниками давления p_1 и p_2 через посредство линейных дросселей с проводимостями α_1 и α_2 .

В любой момент времени в камере содержится количество воздуха

$$Q = V_0 \frac{p}{RT},$$

где p и T — соответственно давление и температура, характеризующие состояние газа.

Продифференцируем последнее выражение по времени

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{V_0}{RT} \frac{dp}{dt}.$$

С другой стороны, $\frac{dQ}{dt}$ есть приращение веса воздуха в камере, которое можно записать

$$\frac{dQ}{dt} = G_1 - G_2,$$

где

$$G_1 = \alpha_1 (p_1 - p) \text{ и } G_2 = \alpha_2 (p - p_2).$$

Тогда

$$\frac{V_0}{RT} \frac{dp}{dt} = \alpha_1 (p_1 - p) - \alpha_2 (p - p_2),$$

или

$$\frac{V_0}{RT(\alpha_1 + \alpha_2)} \frac{dp}{dt} + p = \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2} p_1 + \frac{\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} p_2.$$

Обозначим

$$\frac{V_0}{RT(\alpha_1 + \alpha_2)} = \tau \text{ — постоянная времени системы,}$$

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2} = W_1 \text{ и } \frac{\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = W_2 \text{ — коэффициенты усиления системы.}$$

Тогда дифференциальное уравнение

$$\tau \frac{dp}{dt} + p = W_1 p_1 + W_2 p_2$$

описывает переходный режим пневматического аperiodического звена. Решая приведенное дифференциальное уравнение, можно получить

$$p = (W_1 p_1 + W_2 p_2) (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}),$$

где e — основание натуральных логарифмов, а для случая $\alpha_2 = 0$ уравнение описывает процесс заполнения емкости

$$p = p_1 (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}).$$

В элементах пневмоавтоматики пневматическое аperiodическое звено имеет исключительно важное значение: на его базе строятся различные дифференцирующие и интегрирующие устройства, а на базе линейных дросселей, кроме того, выполняются пневматические делители и сумматоры. Однако здесь эти вопросы не рассматриваются. Заметим лишь, что все приведенные уравнения применимы для описания переходных процессов пневматических приборов до тех пор, пока давление p в мембранной камере не станет равным p_n , определяемым уравнением (а). В этот момент начинает изменяться объем мембранной камеры, и условия ее заполнения изменяются.

Рассматривая задачу расчета динамики движения мембраны, заметим, что на характер этого движения оказывают влияние многие факторы: структура механизма, масса и упругость его звеньев, трение, характер термодинамических процессов и многие другие.

Не останавливаясь на выводах исходных уравнений, укажем, что динамика переходных процессов мембранных механизмов описывается нелинейными дифференциальными уравнениями второго порядка, и аналитическое их решение представляет значительные трудности. Поэтому для их решения целесообразно использовать численные методы интегрирования, дающие приближенные, но вполне приемлемые для практических целей результаты.

Для наиболее простого случая, когда противодавление на мембране остается постоянным, можно получить следующую систему уравнений в пригодном для численного интегрирования виде:

$$\left. \begin{aligned} p_i &= p_{i-1} \frac{x_0 + x_{i-2}}{x_0 + x_{i-1}} + \frac{G_i R T}{s_i (x_0 + x_{i-1})} \Delta t_i; \\ a_i &= p_i \frac{s_i}{M_{np}} - \frac{L_{np} + F_{np}}{M_{np}}; \\ v_i &= \frac{a_i + a_{i-1}}{2} \Delta t_i + v_{i-1}; \\ x_i &= \frac{v_i + v_{i-1}}{2} \Delta t_i + x_{i-1}; \\ G &= \mu p_1 \sqrt{\frac{2gn}{RT(n-1)} \left[\left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}; \\ t &= \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \dots \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

В уравнениях приняты обозначения:

- p_i — текущее значение давления в мембранной камере;
- p_{i-1} — давление в конце предыдущего участка интегрирования;
- x_{i-2} и x_{i-1} — перемещения жесткого центра на соответствующих предыдущих участках;
- G_i — расход воздуха на рассматриваемом участке интегрирования;
- Δt_i — приращение времени, как независимой переменной;
- x_0 — начальное положение жесткого центра мембраны;
- s_i — текущее значение эффективной площади мембраны;
- a_i — текущее значение ускорения жесткого центра мембраны;
- M_{np} — приведенная масса всех подвижных частей механизма (к направлению движения жесткого центра);
- L_{np} — приведенный вес подвижных частей механизма;
- F_{np} — приведенные силы сопротивления движению жесткого центра;
- v_i — текущее значение скорости движения жесткого центра;
- a_{i-1} — ускорение жесткого центра на предыдущем участке;
- v_{i-1} — скорость жесткого центра на предыдущем участке;
- x_i — перемещение жесткого центра за время Δt_i ;
- G — весовой расход воздуха;
- t — полное время переходного процесса.

Если движение мембраны происходит при надкритическом режиме истечения, то уравнения (40) значительно упрощаются за счет того, что расход воздуха становится постоянным и равным G_{np} .

Численное интегрирование по формулам (40) производится до тех пор, пока жесткий центр не достигнет своего крайнего положения, и дальнейшее движение мембраны прекратится. Далее начинается заключительный период работы мембранного механизма (дополнение или опорожнение мембранной камеры при неподвижной мембране), методика расчета которого была рассмотрена выше.

ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЭЛАСТИЧНЫХ МЕМБРАН

1. ТЕХНОЛОГИЯ ПРОРЕЗИНИВАНИЯ ТКАНЕЙ

Наиболее распространенным материалом для эластичных мембран в настоящее время являются прорезиненные ткани. Для производства прорезиненных тканей применяются разнообразные текстильные материалы из различных видов волокон, представляющих собой высокомолекулярные органические вещества: натуральные, искусственные и синтетические волокна. Назначение текстильных материалов состоит в повышении прочности изделий и в уменьшении их деформируемости при растяжении.

Технология прорезинивания тканей представляет собой довольно сложный процесс, осуществляемый на специализированных заводах резино-технических изделий. Из всей последовательности технологического процесса прорезинивания тканей можно выделить следующие наиболее характерные операции.

Сушка тканей производится с целью облегчения последующего процесса промазки, улучшения адгезии резиновой смеси к ткани и предупреждения расслаивания изделий при вулканизации. Сушку производят на специальных сушильных барабанах с температурой на поверхности 115°C . При этом влажность ткани снижается до $2,0-2,5\%$.

При промазке ткани разогретую резиновую смесь наносят на поверхность ткани и втирают в нее на промазочных каландрах. Отношение окружных скоростей валков каландра колеблется в пределах от 1:1,3 до 1:1,7.

Для расправления продольных складок и уменьшения продольной усадки ткани по ширине и вытяжки по длине перед сушильными барабанами и каландром устанавливают ширительные приспособления (вводчики).

Применение вискозных и синтетических текстильных изделий требует предварительной их обработки для создания системы текстиль-адгезив-резина, так как адгезия к резине гладких цилиндрических волокон недостаточна. Образование такой адгезивной пленки осуществляется при помощи пропитки текстиля в соответствующих составах и последующих механической и тепловой обработок. Пропитка вискозных материалов производится латексно-резорцинформальдегидным комплексом, а также дивинилстирольным или наиритовым латексом. Пропитка полиамидных материалов (изделий из капрона) производится в подобных же составах, но с при-

менением активных латексов: дивинилметилметакрилатов или карбоксилатного, а также наиритового.

Одним из способов прорезинивания тканей является промазка клеями. Сущность способа состоит в нанесении на поверхность ткани тонких слоев резинового клея. При испарении растворителя на поверхности ткани остается плотно прилегающая пленка резиновой смеси. Каждый последующий слой клея, наносимый на поверхность ткани, называется стрихом.

Прозмазку тканей на клеосромозочных машинах применяют при прорезинивании легких тканей и при необходимости нанесения тонкого слоя резиновой смеси, толщиной менее $0,1\text{ мм}$. Прозмазка тканей резиновым клеем сообщает им более гладкую поверхность, более высокую газо- и водонепроницаемость и обеспечивает большую прочность связи резины с тканью по сравнению с обработкой на каландрах. Кроме того, обработка тонких тканей на каландрах приводит иногда к разрыву вследствие большого натяжения, и поэтому промазка клеем в таких случаях является наиболее эффективным способом получения прорезиненных тканей.

Основной заключительной операцией технологического процесса прорезинивания тканей является вулканизация, которая может производиться под давлением или без давления при повышенной температуре (около $130-160^{\circ}\text{C}$). Горячая вулканизация резино-технических изделий обычно производится в какой-либо вулканизационной среде или между горячими металлическими поверхностями, например в металлических формах. В качестве вулканизационной среды применяют: насыщенный водяной пар, перегретый пар, горячий воздух, горячие инертные газы, горячую воду, растворы хлористого кальция, глицерина и др. Чаще всего в качестве вулканизационной среды применяют насыщенный водяной пар с давлением $2-5\text{ кгс/см}^2$.

2. ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГОФРИРОВАННЫХ МЕМБРАН

Основное преимущество гофрированных мембран в сравнении с плоскими состоит в том, что они допускают большие перемещения жесткого центра и обладают более пологой характеристикой.

При одинаковом смещении жесткого центра от нейтрального положения изменение перепада давления меньше сказывается на изменении эффективной площади гофрированной мембраны, чем плоской.

Вытяжку гофров на мембранах из прорезиненных тканей обычно производят непосредственно на заводе резино-технических изделий, выпускающем прорезиненную ткань, в специальных формах, в которых затем осуществляют и вулканизацию изделий. Размеры и форму гофра устанавливают по требованию заказчика. Однако такой способ получения гофрированных мембран предполагает кооперирование приборостроительных заводов с заводами резино-технических изделий, и поэтому он приемлем при выпуске установившейся продукции крупными сериями. При опытным же производстве и особенно для экспериментальных целей целесообразно использовать гофрированные мембраны из плоской вулканизированной прорезиненной ткани. Основное преимущество такой технологии состоит в том, что она не требует специального оборудования и по-

тому может с успехом применяться на заводах, не специализирующихся по производству резино-технических изделий.

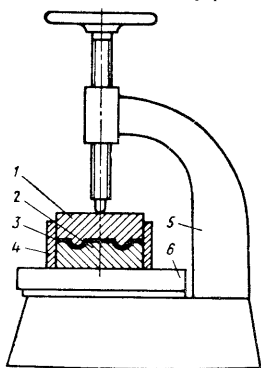


Рис. 58. Формовка гофра на резино-тканевой мембране

Вытяжку гофра производят в специальных пресс-формах (рис. 58), состоящих из верхней 1 и нижней 2 плит, между которыми закладывают плоскую заготовку 3 из прорезиненной ткани. Для центрирования обеих плит пресс-формы служит кольцо 4. Пресс-форму в сборе устанавливают на винтовой пресс 5, нижняя плита 6 которого имеет электрический обогрев до температуры $140 \pm 5^\circ\text{C}$ и сжимается до полного смыкания плит 1 и 2. В таком положении резино-тканевую заготовку выдерживают в течение 5—12 мин, после чего пресс-форму разбирают и вынимают готовую деталь, дальнейшая обработка которой заключается в окончательной обрезке по контуру и просечке отверстий под крепежные детали.

Необходимо отметить, что внутренние поверхности плит пресс-формы, определяющие форму детали, должны быть выполнены с высокой точностью и классом чистоты поверхности не ниже $\nabla 8$, чтобы избежать передавливания ткани в отдельных местах и повреждения ее поверхности. Максимальная глубина гофра, получаемая на пресс-формах описанной конструкции, не превышает $\frac{D-d}{4}$.

Для увеличения глубины гофра и для снижения требований к точности размеров плит применяют пресс-формы, показанные на рис. 59. В этом случае материал свободно обтекает поверхности деталей пресс-формы в местах перегибов, что создает более благоприятные

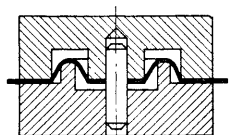


Рис. 59. Пресс-форма для формовки гофра

условия для его деформации. На рис. 59 показан другой вариант центрирования плит пресс-формы — с помощью центрального штифта, под который в заготовке заранее просекают отверстие.

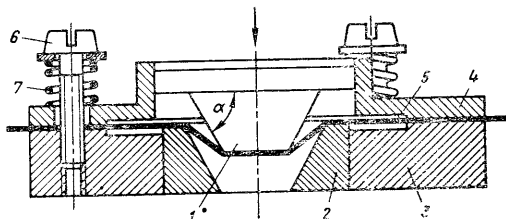


Рис. 60. Пресс-форма для формовки мембран тарельчатой формы большой глубины

Для формирования из прорезиненных тканей мембран тарельчатой формы с большой глубиной вытяжки, применяют пресс-форму, показанную на рис. 60. Пресс-форма состоит из пуансона 1 и матрицы 2 с коническими поверхностями, нижней плиты 3 и крышки 4. Заготовку 5 зажимают между крышкой и нижней плитой с определенным усилием с помощью винтов 6 и пружин 7. При этом во время вытяжки ткань имеет возможность вытягиваться из мест защемления, и в то же время она постоянно натянута определенным усилием, что предотвращает образование складок на ее поверхности. Усилие затяжки пружин 7 подбирают экспериментально: при сильной затяжке

Таблица 6
Время выдержки резино-тканевой заготовки в пресс-форме

Толщина прорезиненной ткани в мм	Время выдержки в мин
0,2	5—6
0,3	7—8
1,0	10—12

происходит разрыв ткани во время прессования, а при слабой — на поверхности детали образуются радиальные складки. С помощью описанной пресс-формы можно изготавливать мембраны тарельчатой формы с глубиной вытяжки до $\frac{1}{3} D$ при угле конуса $\alpha \approx 50^\circ$.

Весь технологический процесс изготовления гофрированных мембран из прорезиненных тканей состоит из следующих основных операций:

- 1) вырезки заготовок;
- 2) нагревания деталей пресс-формы на плите пресса до температуры $140 \pm 5^\circ\text{C}$;
- 3) закладки заготовок в пресс-форму;
- 4) прессования и выдержки в течение 5—12 мин, при температуре $140 \pm 5^\circ\text{C}$;
- 5) разборки пресс-формы и выемки детали;
- 6) контроля качества детали.

Обычно внутренние поверхности пресс-формы, соприкасающиеся с прорезиненной тканью, хромируют, однако допускается применение и нехромированных пресс-форм. В этом случае ее внутренние

поверхности необходимо смазывать тонким слоем кремнеорганического жидкости.

Время выдержки детали в нагретой сомкнутой прессформе зависит от толщины заготовки и для прорезиненных тканей на основе наиритового каучука может назначаться с помощью табл. 6.

Контроль качества отформованных деталей заключается во внешнем осмотре изделий. При этом на поверхности деталей не допускается наличие трещин и расслоений, а при просмотре на свет в местах перегибов должны отсутствовать просветы, ярче основного фона, и видимые повреждения нитей ткани.

3. ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ МЕМБРАН, НЕ ОБЛАДАЮЩИХ ЖЕСТКОСТЬЮ В ОКРУЖНОМ НАПРАВЛЕНИИ

Применение мембранного полотна, не обладающего жесткостью в окружном направлении, является перспективным для приборов с высокими классом точности.

Наиболее полно требованиям идеального мембранного полотна удовлетворяет тонка резиновая пленка, армированная радиально расположенными нитями. Описания некоторых авторов [1] о том, что структура тканей с радиальным расположением нитей неустойчива, так как нити могут раздвинуться, и прочность мембраны нарушится, экспериментально не подтвердилась: при нагружении мембран с наружным диаметром 50 мм и со 140 радиальными нитями вплоть до их разрушения потери устойчивости мембранного полотна не наблюдалось, а разрушение его сопровождалось разрывом нитей в месте заземления полотна в жестком центре.

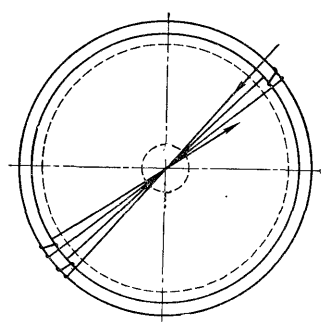


Рис. 61. Схема намотки арматуры с радиальным расположением нитей

заготовки показаны штриховыми линиями. Процесс сушки полученного изделия рекомендуется проводить на горячей плите с температурой около 140°C, предварительно слегка зажав его между двумя плоскими дисками. Затем нити обрезают по контуру рези-

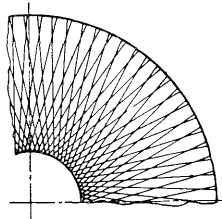


Рис. 62. Конструкция ткани арматуры с малой жесткостью в окружном направлении

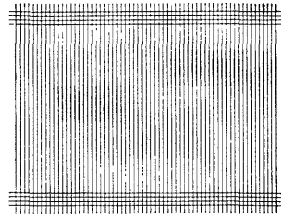


Рис. 63. Заготовка из безуточной ткани для манжетных мембран

новой пленки, и получают эластичную пленку, армированную радиальными нитями, которая является заготовкой для мембраны.

Описанным способом можно изготавливать также мембраны, армированные нитями, расположенными под небольшим углом к радиусу (рис. 62), при этом изменяется только способ намотки нитей на металлическое кольцо.

Центральным научно-исследовательским институтом морского флота (ЦНИИМФ) разработана технология изготовления манжетных мембран [33] из прорезиненных безуточных тканей, нити которых расположены вдоль образующей оболочки мембраны. Из безуточной ткани, например из синтетической, делают прямоугольную заготовку согласно рис. 63. Для упрочнения краевых бортиков манжетной мембраны в заготовке оставляют два пояска из нескольких поперечных нитей. Затем заготовку тканевой основы накладывают на цилиндрическую (или слегка коническую) поверхность приспособления (рис. 64) для формовки мембраны, и нити соединяют, например ультразвуковой сваркой, внахлестку. При этом нити основы ткани располагаются вдоль оси приспособления, а пояски из нескольких поперечных нитей удерживают основу, сохраняя постоянный натяг и шаг нитей. Затем ткань покрывают резиновыми составами, например СКН-26-1, и вулканизуют.

По сообщению ЦНИИМФ мембраны, изготовленные описанным способом, успешно работают в сервомоторах пародроссельной автоматики на судах.

Одной из разновидностей мембран, не обладающих жесткостью в окружном направлении, является двухслойная мембрана (рис. 65), у которой нижний слой 1 является несущим, а верхний 2 — герметизирующим. Несущий слой должен изготавливаться из высокопрочного эластичного материала с высоким модулем упругости на растяжение. В качестве такого материала может использоваться полиэтилен-терефталатная пленка. Верхний герметизирующий слой должен обладать хорошей эластичностью и деформируемостью во всех направлениях и изготавливаться из тонких резиновых пленок. Для исключения жесткости пленки несущего слоя в окружном направлении на ней наносят радиальные сквозные прорезы. Необходимо

предусматривать, чтобы прорезы были несколько длиннее участка свободного провисания мембранного полотна, т. е. чтобы они переходили за окружности защемления полотна по наружному контуру и в жестком центре (на рис. 65 эти окружности условно показаны

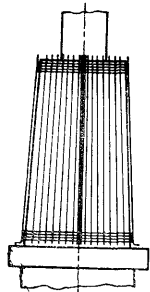


Рис. 64. Оправка для формовки манжетных мембран с применением безуточных тканей

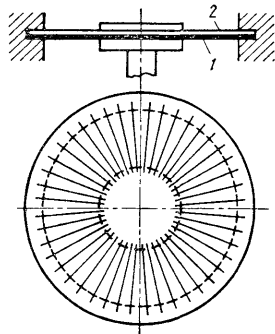


Рис. 65. Конструкция двухслойной мембраны с малой жесткостью в окружном направлении

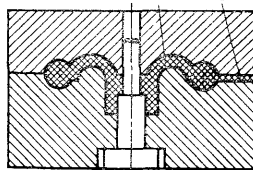


Рис. 66. Пресс-форма для формовки мембран из резины

которых соответствует форме мембраны и имеет несколько радиальных каналов 2 для выхода из пресс-формы лишнего материала. Прессование мембран производят на таких же прессах, как и для гофрирования резино-тканевых мембран, в частности, например на вулканизаторе модели 6134, который имеет нагревательную плиту с автоматическим поддержанием температуры в пределах $143 \pm 1^\circ\text{C}$.

Изготовление резиновых мембран производят в следующей последовательности:

- 1) очищают пресс-форму и смазывают ее внутреннюю полость тонким слоем кремнеорганической жидкости (если полость пресс-формы не хромирована);
- 2) помещают верхнюю и нижнюю половины пресс-формы на нагревательную плиту вулканизатора и прогревают их в течение 1—2 мин;
- 3) готовят навеску из сырой резины, предварительно разрезав ее на полосы шириной 5—10 мм;
- 4) размещают навеску резиновой смеси в пресс-форме согласно форме детали;
- 5) собирают пресс-форму и выдерживают ее в собранном виде 0,5—2 мин для прогрева резины;
- 6) зажимают пресс-форму на вулканизаторе до полного ее смыкания и выдерживают в течение времени, необходимого для окончания процесса вулканизации резины. Время вулканизации зависит от толщины прессуемой детали и ориентировочно определяется табл. 7;

Таблица 7

Время вулканизации деталей из сырой резины в металлических пресс-формах

Максимальная толщина детали в мм	Время вулканизации детали в мин
0,5—3	10—15
4—6	15—20
7—10	30—40

7) разбирают пресс-форму, вынимают деталь, и с помощью ножа очищают ее от облоя.

Полученная таким образом деталь должна иметь ровную гладкую поверхность без спаев и трещин и обладать твердостью вулканизированной резины.

штриховыми линиями). Несмотря на то, что такое мембранное полотно состоит из двух слоев, его общая толщина может быть небольшой, порядка 0,3 мм и меньше.

4. ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ МЕМБРАН ИЗ РЕЗИН

В некоторых случаях оказывается целесообразным применение мембран из резины, не армированных тканью. Это возможно в тех случаях, когда к мембране не предъявляются жесткие требования в отношении точности и стабильности эффективной площади, а собственная жесткость мембраны не сказывается существенным образом на характеристике приборов. Применение подобных мембран позволяет в некоторой степени упростить конструкцию и уменьшить габаритные размеры пневматических приборов. Широкое распространение получила резиновая разделительная мембрана (см. рис. 45) в приборах АУСЭДД [24]. Аналогичную конструкцию могут иметь мембраны с незащемленной периферией (см. рис. 51).

Для изготовления мембран без армирующей ткани можно рекомендовать резиновые смеси для технических деталей 3109, В-14. Мембраны формуют в пресс-формах (рис. 66), внутренняя полость /

1. Андреева Л. Е. Упругие элементы приборов. Под редакцией Феодосьева В. И. Машгиз, М., 1962.
2. Арутюнов К. Б. Состояние разработки и производства упругих чувствительных элементов в приборостроении. Кн. Перспективы развития упругих чувствительных элементов. Центральный институт научно-технической информации электротехнической промышленности и приборостроения, 1961.
3. Аслаanian Г. С. Исполнительное устройство. Авторское свидетельство № 251941, кл. 42 m⁴ 5/00, «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1969, № 28.
4. Афанасьев В. В. Об изменении эффективных площадей тканевых мембран. Кн. Системы, устройства и элементы пневмо- и гидравтоматики. Изд.-во АН СССР, 1959.
5. Бежанов Б. Н. Пневматические системы автоматизации технологических процессов. М.—Л., Машгиз, 1963.
6. Березовец Г. Т. Чжоу-Цзинь-Лен. Экспериментальное исследование характеристики резино-тканевых мембран. «Автоматика и телемеханика», 1960, № 3.
7. Бершадский А. Е., Водяник В. И. Экспериментальное исследование изменений эффективных площадей резино-тканевых мембран. «Системы и средства автоматического управления в нефтегазовой промышленности». Труды МИНХиГП, вып. 84, 1969.
8. Бидерман В. А. К определению характеристик резино-кордовых оболочек. «Инженерный сборник», XIV, изд. АН СССР, 1953.
9. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. М., Машгиз, 1950.
10. Водяник В. И., Бершадский А. Е. Пневматическое аналоговое вычислительное устройство. «Автоматизация химических производств», НИИТЭХИМ, вып. 4, 1969.
11. Водяник В. И. Мембрана с переменной эффективной площадью «Автоматизация химических производств», НИИТЭХИМ, вып. 1, 1969.
12. Водяник В. И. Мембранный узел пневматических механизмов. Авторское свидетельство № 181400, кл. 42m, 15/01, «Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1966, № 9.
13. Водяник В. И. Об изменении эффективной площади эластичных мембран. «Автоматизация химических производств» НИИТЭХИМ, вып. 2, 1969.
14. Водяник В. И. Пневматическое вычислительное устройство. Авторское свидетельство № 206181, кл. 42m, 15, «Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1967, № 24.
15. Водяник В. И. Пневматический логический элемент. Авторское свидетельство № 249034, кл. 42m, 1/00, «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1969, № 24.
16. Водяник В. И. Пневматический триггер со счетным входом. Авторское свидетельство № 225544, кл. 42m², 1/00, «Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1968, № 27.
17. Водяник В. И. Способ исследования эластичных мембран. Авторское свидетельство № 280046, кл. 42k, 5, «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1970, № 27.
18. Герц Е. В., Крейнин Г. В. Динамика пневматических приводов машин-автоматов. М., «Машиностроение», 1964.
19. Герц Е. В., Крейнин Г. В. Теория и расчет силовых пневматических устройств. М., изд.-во АН СССР, 1960.
20. Горелюк Б. М., Шлиндер В. М. Влияние температуры на характеристики резино-тканевых мембран. — «Каучук и резина», 1970, № 12.
21. Горячев Ф. К., Торбенко В. М. Мембранный блок. Авторское свидетельство № 282709, кл. 42k, 9/01, «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1970, № 30.
22. Залманзон Л. А. Проточные элементы пневматических приборов контроля и управления. М., изд.-во АН СССР, 1961.
23. Ковельман Н. А., Доманский В. И., Чигидинский Я. Е., Суриков Е. А. Датчик погрузного типа. Авторское свидетельство № 243960, кл. 42L, 18, «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1967, № 17.
24. Кошарский Б. Д. и др. Автоматические приборы, регуляторы и управляющие машины. Справочное пособие. Л., «Машиностроение», 1968.
25. Лапин А. К. Графический способ расчета резино-кордовых оболочек. Труды МВТУ, вып. 16, Машгиз, 1952.
26. Лемберг М. Д. Релейные устройства пневмоавтоматики. М.—Л., «Энергия», 1966.
27. Мач Ю. Л., Степанов Г. П. Исследование характеристик мембран, применяемых в чувствительных элементах регуляторов. Кн. Системы управления и элементы пневмо- и гидравтоматики. М., изд.-во АН СССР, 1959.
28. Пантаев Н. Ф., Дианов В. Г. Основы теории автоматического регулирования и авторегуляторы. М., «Недра», 1966.
29. Романенко Т. Н., Соллогуб В. Н. Исследование динамических характеристик пневматических мембранных исполнительных устройств. — Сб. «Пневматические приводы и системы управления», М., «Наука», 1971.
30. Рухадзе В. А. Упругие элементы в качестве бесаальниковых уплотнений в приборах теплового контроля. Кн. Перспективы развития упругих чувствительных элементов. М., Центральный институт научно-технической информации электротехнической промышленности и приборостроения, 1961.
31. Темный В. П. Экспериментальное определение жесткости ре-

- зино-тканевых мембран. «Автоматика и телемеханика», т. 17, № 11, 1956.
32. Холзунов А. Г. Основы расчета пневматических приводов. М.—Л., «Машиностроение», 1964.
33. Шамарин А. Н. Манжетная мембрана. Авторское свидетельство № 220591, кл. 42k, 9/01. «Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», 1968, № 20.
34. Шутников Ю. Н., Озеров Б. А. Работоспособность резино-тканевых мембран в предохранительных клапанах. — Сб. «Производство шин, резинотехнических и асбестотехнических изделий», вып. 8, 1968.
35. Ариидзуми Редзо. Bellofram «Китай сэжкэй», 13, № 5, 1969.
36. Čapla Miroslav, Brychta Ondrej, Tlučcho Jozif, Kiliň Ondrej. Hubká membrána pre pneumaticke oledo hudraulicke pristroje. Пат. СССР, кл. 47a, 17, № 123773.
37. Crosland Howard C. Modified diaphragm assembly. Пат. США, кл. 92—100, № 3385174.
38. Diaphragms. "Eng. Mater. and Des", 13, № 6, 1970.
39. Lichtens J. Calcul de la surface utile des membranes des det deurs. Compt. Rend. Seanc. Acad. Sci, 209, № 4, 1939.
40. Mesunes et Control Industrie № 229, Juni. 1956.
41. Middleton A. I. Fatigue tect on pessurised membranes of pol thylene terephthalate. "Rutherford Lab. Rept". № RHEL/R 1 1967.
42. Neslon A. A rolling diaphragm valve actuator. "Brit. Ch Eng", 15, № 8, 1970.
43. Prohaska John. O. Reinforced flexible diaphragms. Пат. C кл. 92—103, № 3323423.
44. Shearer I. L. "Dynamic Characteristics of Value-Controlled Serv motors", Trans, ASME, 76, Augst. 1954.

Введение	3
ГЛАВА I. Плоские и гофрированные мембраны	6
1. Применение плоских и гофрированных мембран	6
2. Основные характеристики эластичных мембран	8
3. Форма упругой поверхности мембранного полотна	12
4. Изменение эффективной площади при перемещении жесткого центра	17
5. Жесткость и чувствительность эластичных мембран	23
6. Влияние перепада давления на эффективную площадь мембраны	27
7. Влияние радиусов скругления в местах заземления мембранного полотна	33
8. Причины нестабильности характеристик эластичных мембран	36
9. Гистерезис в характеристике мембран	38
10. Пневматические устройства на базе плоских и гофрированных мембран	40
11. Выбор и расчет основных конструктивных элементов мембранных сборочных единиц	43
12. Экспериментальное исследование характеристик эластичных мембран	48
Примеры расчета	51

ГЛАВА II. Мембраны с коническими опорами 60

1. Конструкция мембранной сборочной единицы с переменной эффективной площадью	61
2. Зависимость эффективной площади мембраны от перемещения жесткого центра	62
3. Изменение эффективной площади под действием перепада давления	66
4. Пути уменьшения влияния перепада давления на эффективную площадь	70
5. Пневматические устройства на базе мембраны с переменной эффективной площадью	73
6. Выбор и расчет основных конструктивных элементов мембранных сборочных единиц с переменной эффективной площадью	84
Примеры расчета	86

ГЛАВА III. Другие типы эластичных мембран	89
1. Разделительные мембраны	89
2. Манжетные мембраны	97
3. Цилиндрические мембраны	99
4. Мембраны с подвижной периферией	103
5. Мембраны с незащемленной периферией	105
Примеры расчета	112
ГЛАВА IV. Динамика пневматических мембранных сборочных единиц	118
ГЛАВА V. Технология изготовления эластичных мембран	124
1. Технология прорезинивания тканей	124
2. Технология изготовления гофрированных мембран	125
3. Технология изготовления мембран, не обладающих жесткостью в окружном направлении	128
4. Технология изготовления мембран из резин	130
Список литературы	132

Виктор Иванович Водяник
ЭЛАСТИЧНЫЕ МЕМБРАНЫ

Редактор издательства Л. К. Тучкова
Технический редактор Т. И. Андреева
Корректор В. А. Воробьева
Обложка художника В. Б. Торгашова

Сдано в набор 8/IV 1974 г. Подписано к печати 9/VIII 1974 г.
Т-14164 Формат 84×108¹/₃₂. Бумага типографская № 2
Усл. печ. л. 7,14 Уч.-изд. л. 8,4
Тираж 5000 экз. Заказ 649 Цена 42 коп.

Издательство «Машиностроение» 107885,
Москва, Б-87, 1-й Басманный пер.
Московская типография № 32 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
Москва, К-51, Цветной бульвар, д. 26.