

Министерство общего и профессионального образования  
Российской Федерации

Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королева

А.И. Довгялло, С.В. Лукачев

СИЛЬФОННЫЕ  
ТЕПЛОВЫЕ,  
ХОЛОДИЛЬНЫЕ  
И  
КОМПРИМИРУЮЩИЕ  
МАШИНЫ

Самара 1998

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.В. Бирюк

**Довгялло А.И., Лукачев С.В.**

**Сильфонные тепловые, холодильные и компримирующие машины.**  
Самара : Самарский государственный аэрокосмический университет, 1998.  
96 с.; ил.

**ISBN 5-7883-0066-5**

В монографии представлены методики расчета и практические рекомендации по выбору конструктивных параметров и характеристик мембранного сильфона в случае его применения в качестве рабочей полости изменяемого объема. Рассмотрены основные физические процессы, происходящие внутри и снаружи сильфона: течение теплоносителя в секциях и наружной камере, теплообмен, гидравлическое сопротивление. Приведены примеры постановки и решения задач моделирования и исследования рабочих процессов в сильфонных цилиндрах как для газообразного, так и несжимаемого рабочего тела. Показаны примеры практического применения сильфонов в двигателе внешнего подвода тепла, газовой холодильной машине и сильфонном микрокомпрессоре с гидроприводом.

Монография предназначена для инженерно-технических и научных работников, занимающихся разработкой и исследованием тепловых и холодильных машин, в том числе новых типов термомеханических преобразователей.

**ISBN 5-7883-0066-5**

© А.И.Довгялло, С.В.Лукачев,  
1998

© Самарский государственный  
аэрокосмический университет,  
1998

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
ГЛАВА 1.СКЛАДЫВАЮЩИЙСЯ МЕМБРАННЫЙ СИЛЬФОН КАК РАБОЧАЯ ПОЛОСТЬ.....	7
1.1.Общие сведения о сильфоне .....	8
1.2.Конструктивные параметры, свойства и характеристики сильфона как рабочей полости .....	11
1.3.Выбор параметров сильфона при проектировании машины.....	14
ГЛАВА 2.ТЕПЛООБМЕН В СИЛЬФОННОЙ РАБОЧЕЙ ПОЛОСТИ.....	17
2.1.Движение теплоносителя в полостях секций сильфона.....	17
2.2.Теплообмен в сильфоне при самовентилиации.....	20
2.3.Интенсификация внешнего теплообмена на сильфоне.....	30
2.4.Теплообмен в сильфоне при отсутствии движения теплоносителя .....	35
ГЛАВА 3.ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАРУЖНОЙ ПОЛОСТИ СИЛЬФОНА.....	39
3.1.Движение жидкости снаружи сильфона, параметры и характеристики течения .....	39
3.2.Методы определения гидравлических сопротивлений в сильфонной камере микрокомпрессора .....	48
3.2.1.Определение потерь давления в секциях сильфона с использованием уравнения Бернулли.....	49
3.2.2.Определение потерь давления в секциях сильфона как в щелевом канале с подвижными стенками.....	52
3.2.3.Определение потерь давления в зазоре между сильфоном и стенкой камеры.....	55
3.2.4.Динамическое давление в гидравлической камере.....	58
3.3.Экспериментальные исследования гидравлических потерь на сильфоне .....	61
3.4.Гидропотери и энергозатраты в гидравлической камере с сильфоном .....	65
ГЛАВА 4.СИЛЬФОННЫЕ ТЕПЛОВЫЕ, ХОЛОДИЛЬНЫЕ И КОМПРИМИРУЮЩИЕ МАШИНЫ.....	70
4.1.Сильфонный двигатель внешнего подвода тепла .....	70
4.2.Сильфонная газовая холодильная машина.....	80
4.3.Сильфонный микрокомпрессор.....	88
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	92
Список литературы.....	93

## Основные условные обозначения

$D$	– диаметр;
$F_{эф}$	– эффективная площадь сиффона;
$F_{экв}$	– эквивалентная площадь сечения условного цилиндра, равного по вытесняемому объему внешним полостям секции сиффона;
$F_c$	– поверхность сиффона;
$F$	– площадь сечения канала (секции сиффона);
$H$	– высота (ход) сиффона;
$h$	– шаг гофров сиффона;
$i$	– номер участка канала;
$j$	– номер секции канала;
$k$	– коэффициент теплопередачи;
$K_p$	– коэффициент растяжения сиффона;
$L, l$	– полная, удельная работа (длина участка канала);
$m$	– масса;
$N$	– мощность;
$N_c$	– число секций сиффона;
$n$	– частота складывания сиффона (обороты привода);
$Nu$	– число Нуссельта;
$P$	– давление;
$Q, q$	– тепловой поток, плотность теплового потока (удельное количество теплоты);
$R, r$	– радиус;
$Re$	– число Рейнольдса;
$T, t$	– температура;
$U, u$	– полная, удельная внутренняя энергия;
$V$	– объем;
$W$	– скорость;
$x, y, z$	– координаты;
$\alpha$	– коэффициент теплоотдачи;
$\delta_m, \delta$	– толщина мембраны, величина зазора между мембранами сиффона;
$v$	– избыточная температура;
$\lambda$	– теплопроводность;
$\nu$	– кинематическая вязкость;
$\xi$	– коэффициент сопротивления;
$\rho$	– плотность;
$\tau$	– время;
$\varphi$	– угол поворота.
<b>Индексы:</b>	
$n$	– наружный диаметр; $c$ – секция;
$v$	– внутренний диаметр; $'$ – параметры внутри сиффона;
$m$	– мембрана; $''$ – параметры снаружи сиффона;

Развитие энергетики как основы технического прогресса требует создания новых, более совершенных и экономичных силовых установок и преобразователей тепла. Ограниченные запасы топливных ресурсов, необходимость предотвращения загрязнения окружающей среды ставят перед учеными задачу разработки термомеханических преобразователей, способных удовлетворить противоречивые требования экономичности, безопасности и экологии. Как энергопроизводящие, так и энергопотребляющие установки, работающие по замкнутым циклам Ренкина, Стирлинга, Брайтона, требуют полной герметичности и чистоты внутреннего контура. Кроме того, в микроэнергетике для уровня малых мощностей, когда масштабный фактор в сильной степени влияет на совершенство рабочего процесса, существующие для этих машин проблемы герметизации, смазки, теплообмена еще больше вступают в противоречие с экономичностью и надежностью.

Частично или полностью эти проблемы могут быть решены в конструкциях машин, в которых рабочие цилиндры выполнены в виде складывающихся мембранных сильфонов.

Решающее значение в оценке технико-экономических характеристик сильфонных машин будут иметь сведения о процессах в рабочих полостях, обусловленных особенностью работы сильфонов, их эффективностью как теплообменников, гидравлическими потерями и др. Отсутствие данных, позволяющих оценить характеристики таких машин, делает задачу их исследований актуальной, что имеет практическое значение для создания перспективных термомеханических преобразователей.

Настоящая монография является первым изданием, содержащим систематизированные сведения по определению функциональных свойств сильфонов и характеристик машин с сильфонными полостями. Практические рекомендации, расчетные соотношения и методики получены путем обобщения большого объема теоретических и экспериментальных исследований за более чем двадцатилетний период.

В книге рассмотрены основные физические процессы и закономерности при нестационарном знакопеременном течении рабочего тела в полостях секций сильфона, представлен анализ влияния ряда факторов, влияющих на интенсивность процессов, приведены критериальные соотношения для расчета внутренней и внешней теплоотдачи, соотношения для расчета гидравлических потерь на сильфоне, рекомендации по выбору геометрических параметров сильфонной полости.

Монография содержит сведения о методах экспериментальных исследований и экспериментальных установках, схемы и фотографии.

В последнем разделе, иллюстрирующем примеры практической реализации сильфонов в двигателе и холодильной машине Стирлинга, а

такие в микрокомпрессоре, представлены постановка и указаны методы решения задач по математическому моделированию рабочих процессов исследуемых устройств.

Монография рассчитана на инженеров, научных сотрудников и аспирантов, занимающихся разработкой, исследованием и применением различных видов энергопреобразователей и компримирующих устройств.

## СЛАДЫВАЮЩИЙСЯ МЕМБРАННЫЙ СИЛЬФОН КАК РАБОЧАЯ ПОЛОСТЬ

Впервые идея использования сильфона как рабочей полости документально зарегистрирована в патенте 1891 года в Германии [32] (рис. 1.1). За период до 40-х годов настоящего столетия каких-то заметных предложений по применению сильфонов в качестве полостей машин замечено не было. Только начиная с 1943 года, когда в Европе появились первые сварные диафрагменные сильфоны [39], в научно-технической и патентной литературе стали публиковаться сведения по их производству, эксплуатации, применению. В основном эти публикации освещали вопросы проектирования, технологии изготовления, применения сильфонов в пневмогидросистемах, уплотнениях, герметизирующих элементах. Освоение технологий производства сварных сильфонов осуществлялось в основном в 70-е годы [7, 8, 10, 21, 34], в связи с чем, по-видимому, и стали появляться публикации по использованию мембранных сильфонов в качестве рабочих полостей изменяемого объема. Первой такой замеченной публикацией стал патент [40] на газовую холодильную машину.

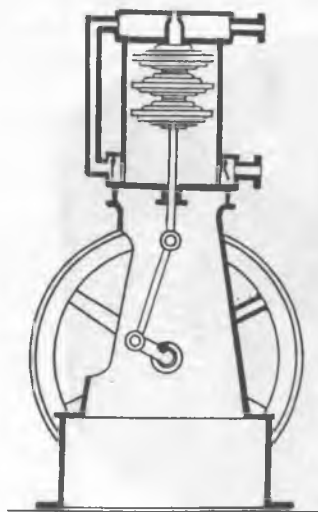


Рис. 1.1. Машина для перекачки горячего газа. Патент № 63369, Германия, 1891



Рис. 1.2. Сильфонный насос фирмы "Gorman-Rupp Industries", США

В настоящее время большинство разработок и изобретений принадлежит Японии [25, 27], Франции [41, 42, 43, 44, 45], США [31, 46]. Одними из последних реально существующих устройств с сильфонными рабочими полостями являются сильфонный насос для взятия проб газов фирмы Draeger [35] и насосы и компрессоры медицинского и химикотехнологического назначения американской фирмы "Gorman - Rupp Industries" [24] (рис. 1.2).

Приведенные в тексте ссылки на публикации, касающиеся отечественных разработок, в основном принадлежат Самарскому Государственному аэрокосмическому университету (Куйбышевскому авиационному институту), сотрудниками которого и являются авторы настоящей монографии.

### 1.1 Общие сведения о сильфоне

Складывающийся мембранный сильфон, внешний вид которого представлен на фото (рис. 1.3), состоит из последовательно сваренных между собой мембран. Мембраны свариваются по внутренним и наружным кромкам. Профилировка мембран может быть различной: от плоских кольцевых шайб до специальной с радиально-кольцевыми гофрами (рис. 1.4).



Рис. 1.3. Сварной мембранный сильфон 100х30х0,2



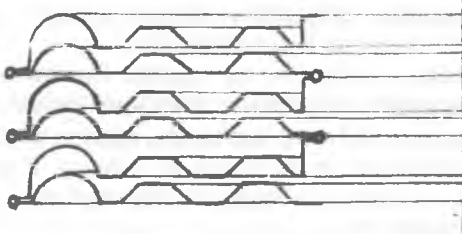
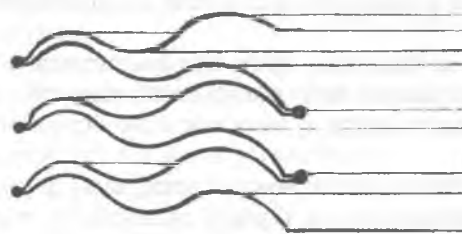
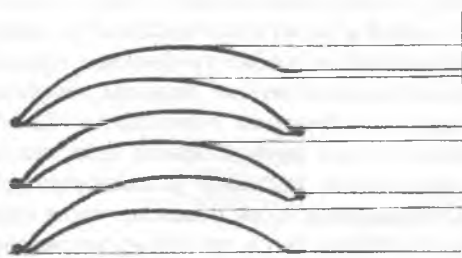
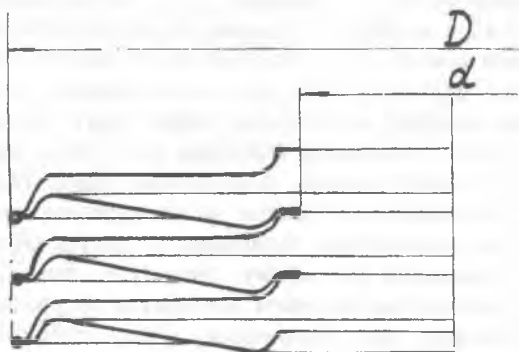


Рис. 1.4. Возможные профили мембран складывающихся сифонов

Как правило, сильфон набирается из двух, отштампованных на разных матрицах, типов мембран. Это делается для удобства сварки и для плотного прилегания мембран по внутренним поверхностям при складывании, что уменьшает мертвый объем полости. Очевидно, что вследствие конечной толщины мембран их внешние поверхности не могут плотно прилегать друг к другу. Мембраны сильфона могут быть выполнены из любого материала: сталей, сплавов, пластических масс. Металлические мембраны обычно штампуют матрицами на полиуретане или в жестких штампах, после чего одноименные мембраны в пакетах обрабатываются проточкой по внутреннему и наружному диаметрам, при необходимости производится термообработка нагревом для снятия внутренних напряжений, иногда применяют электрополировку. Многослойные мембраны сильфона и обрабатывают совместно. Сборка мембран для получения сильфона осуществляется микроплазменной, электронно-лучевой или лазерной сваркой, реже пайкой в защитной атмосфере или вакууме.

К сварке предъявляются особые требования. Кроме того, что сварочный шов должен иметь определенные размеры, он должен быть однороден, с одинаково высоким качеством поверхности. Самым опасным сечением мембраны является зона около сварного шва, так как в прочностном отношении он равнозначен жесткому защемлению мембран. Профилировка мембран рассчитывается таким образом, чтобы суммарные напряжения в мембране распределялись по возможности равномерно. Единственным плохо прогнозируемым фактором является изменение прочностных свойств материала мембраны вследствие межкристаллитной коррозии в зоне шва.

Как показала практика, наиболее компактным и качественным сварочный шов получается при импульсной лазерной сварке, причем большая концентрация энергии в импульсе способствует локальному упрочнению металла.

Термопластичные синтетические материалы также могут свариваться путем оплавления кромок. Однако сильфоны из полимерных материалов обычно выполняются литьем под давлением. Единственный тип сильфона из фторопластов выполняется токарной обработкой, одновременной проточкой резами-гребенками снаружи и изнутри заготовки при синхронной поперечно-встречной подаче резцов

Государственные стандарты на сварные сильфоны [10] содержат рекомендации о профилировке мембран, освоенном геометрическом типоряде и важнейших характеристиках: жесткость, перестановочная сила и др.

Наиболее доступной литературой по расчету и проектированию сварных мембранных сильфонов является монография "Сильфоны" под редакцией Л.Е. Андреевой [34].

## 1.2. Конструктивные параметры, свойства и характеристики сильфона как рабочей полости

Представленная на рис. 15 схема сильфона позволяет выявить следующие параметры и характеристики, определяющие конструктивные и функциональные свойства рабочей полости:

$D_H$  - наружный диаметр сильфона;

$D_B$  - внутренний диаметр сильфона;

$\delta_m$  - толщина мембраны;

$N_c$  - число секций (гофров) сильфона;

$H_{oo}$  - высота сильфона в свободном состоянии;

$H$  - текущий ход сильфона (осевая деформация);

$S_o$  - полный ход сильфона;

$H_1$  - высота сильфона в растянутом состоянии;

$H_2$  - высота сильфона в сжатом состоянии;

$H_c$  - высота сильфона в полностью сложенном состоянии (в общем случае сильфон при заданном ходе может складываться до любого значения

$H_2$ , не равного  $H_c$ );

$V$  - текущий объем внутренней полости сильфона;

$V'_m$  - мертвый объем внутренней полости;

$V^*$  - текущий объем внешних полостей секций сильфона;

$V''_m$  - мертвый объем внешних полостей секций сильфона;

$F_{эф}$  - эффективная площадь сильфона (площадь поршня эквивалентного цилиндра);

$F_{эк}$  - эквивалентная площадь внешней полости (площадь поршня цилиндра, по вытесняемому объему эквивалентного объему внешних полостей секций).

На практике для достижения максимальной эффективности машины сильфон работает до полного складывания, поэтому заданный вытесняемый объем  $V_o$  будет обеспечиваться ходом

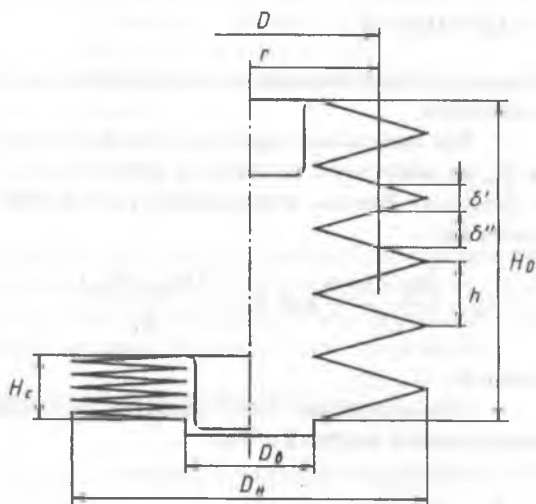


Рис. 1.5. Схема сильфона

$$S_0 = H_1 - H_c.$$

При этом высота в растянутом состоянии  $H_1$  может или соответствовать высоте  $H_{00}$ , или быть больше ее на величину предварительного растяжения  $H_p$ . Складывание сильфона из свободного состояния обеспечивает ход:

$$H_0 = H_{\infty} - H_c.$$

Назовем это номинальным ходом сильфона на складывание из нормального состояния.

Как показывает практика, сильфон может растягиваться от состояния  $H_{00}$  на некоторую величину и работать без уменьшения циклоустойкости (ресурса). Введем коэффициент растяжения сильфона, который определится как

$$K_p = \frac{(H_1 - H_c)}{H_0} \text{ или } K_p = \frac{(H_{00} - H_p)}{H_0},$$

обычно  $K_p = 1 \dots 1,5$ .

Использование этого свойства сильфона значительно уменьшает относительный мертвый объем

$$V'_M = \frac{V'_M}{(V'_0 + V'_M)}.$$

С учетом коэффициента растяжения рабочий ход сильфона будет:

$$S_0 = K_p \cdot H_0.$$

Величина  $H_c$  вычисляется с учетом числа и толщины мембран, а также особенности гофрировки. Очевидно, что если бы мембраны были плоскими и толщина шва не превышала их суммарной толщины, то при идеальном прилегании высота сильфона в сложенном состоянии равнялась сумме толщин всех мембран:

$$H_{MO} = 2 \cdot N_c \cdot \delta_M.$$

В действительности высота сильфона в сложенном состоянии  $H_c$  больше этого значения. Введем величину недоскладывания сильфона:

$$H_H = H_M - H_{MO}.$$

Одним из основных параметров сильфона является его эффективная площадь  $F_{\text{эф}}$ , которая характеризует способность сильфона преобразовывать давление в усилие. С этим усилием сильфон воздействует на механизм

преобразования движения. Величина эффективной площади связана с внутренним вытесняемым объемом  $V'$  и ходом сильфона  $H$  следующим соотношением:

$$V' = F_{\text{эф}} \cdot H.$$

Следует отметить, что в отличие от штампованных и других типов сильфонов мембранные сильфоны отличаются высоким постоянством значения  $F_{\text{эф}}$ , которая практически не зависит от давления и хода.

Самой популярной в инженерной практике является формула определения  $F_{\text{эф}}$  по среднему диаметру.

$$D_{\text{ср}} = \frac{D_H + D_B}{2}, \text{ тогда } F_{\text{эф}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}}^2}{4}. \quad (1.1)$$

Ниже будет приведено другое соотношение для определения  $F_{\text{эф}}$ . Более подробно вопрос об эффективной площади рассмотрен в [10] и [34].

Объем внутренней полости сильфона является рабочим объемом "цилиндра" проектируемой машины. Введем следующие понятия:

$V'_0 = S_0 \cdot F_{\text{эф}}$  – описанный объем внутренней полости;

$V'_{01} = H_1 \cdot F_{\text{эф}} = (S_0 + H_H) \cdot F_{\text{эф}}$  – максимальный объем внутренней полости;

$V' = H \cdot F_{\text{эф}}$  – текущий вытесняемый объем внутренней полости;

$V'_1 = (H + H_H) \cdot F_{\text{эф}}$  – текущий полный объем внутренней полости.

Присутствующая в этих формулах величина  $F_{\text{эф}}$  для сильфонов рассматриваемой конструкции по геометрическим расчетам определяется следующим образом:

$$F_{\text{эф}} = \frac{\pi}{12} (D_H^2 + D_H \cdot D_B + D_B^2). \quad (1.2)$$

Степень ее соответствия формуле (1.1) в зависимости от размеров сильфона и соотношения его диаметров будет оценена ниже.

Для объема, заключенного во внешних полостях секций, расчетные формулы будут следующими:

$V''_0 = S_0 \cdot F_{\text{эк}}$  – описанный объем внешней полости;

$V''_{01} = H_1 \cdot F_{\text{эк}} = (S_0 + H_H) \cdot F_{\text{эк}}$  – максимальный, с учетом недоскладывания, объем внешней полости;

$V^* = H_1 \cdot F_{\text{эк}}$  – текущий, вытесняемый объем внешней полости;

$V_1^* = (H + H_H) \cdot F_{\text{эк}}$  – текущий полный, с учетом недоскладывания, объем внешней полости.

В этих формулах

$$F_{\text{эк}} = \frac{\pi}{12} (2 \cdot D_H^2 + D_H \cdot D_B - D_B^2). \quad (1.3)$$

Таким образом, по приведенным выше формулам можно определить все необходимые геометрические параметры сильфонной рабочей полости как габаритные, так и текущие (временные). В случае задания функции перемещения по углу поворота  $H = H(\varphi)$  расчеты сводятся к обычным методикам для поршневых машин. Известные из термодинамического расчета функции давления  $P = P(\varphi)$  позволяют провести силовой и динамический расчеты.

Важной для тепловых расчетов характеристикой сильфона является площадь его поверхности. В межмембранных щелях осуществляется теплообмен рабочего тела внутри сильфона с внешним теплоносителем. Большая развитая поверхность  $F_c$  сильфона предопределяет снижение необратимости от теплопередачи и является уникальным преимуществом сильфона по сравнению с цилиндром:

$$F_c = \frac{\pi \cdot (D_H^2 - D_B^2)}{2} \cdot N_c. \quad (1.4)$$

Очевидно, что площадь поверхности сильфона будет практически постоянной во времени. Только в момент складывания при замыкании наружных кромок она вырождается в боковую поверхность кругового цилиндра.

### 1.3. Выбор параметров сильфона при проектировании машины

При проектировании термомеханического преобразователя с сильфонными рабочими полостями (насоса, компрессора, двигателя, холодильной машины и др.) первым параметром выступает ресурс машины. В зависимости от того, что за устройство проектируется, подход к выбору сильфона и конструкции всего агрегата будет различным. Так, например, если система малоресурсная или одноразовая (военного назначения, аварийная, резервная), то требования к сильфону можно предъявлять несколько пониженные и выбирать его по ГОСТам [10] из серийно выпускаемого типоряда. Если срок службы устройства в режиме непрерывной работы значителен, то необходимо изготовление сильфона по специальному зака-

зу. Это могут быть, например, многослойные из специальных сталей и сплавов с обязательной термообработкой и т.д. сильфоны. Совершенствованию сильфонов и увеличению их ресурса уделяется постоянное внимание, что можно проследить по периодически появляющимся публикациям, например [29, 33].

Основной смысл применения сильфонных машин в отличие от мембранных состоит в том, что (в первом приближении) ресурс устройств с сильфонами больше ресурса мембраны в число раз, равное числу секций сильфона. Действительно, вытесняемый объем из сильфона больше объема мембранной полости в  $N_c$  раз и, следовательно, пропорционально можно уменьшить частоту привода и соответственно во столько же раз получить больший ресурс.

Проектировщику сильфонов обычно выдаются следующие параметры:  $N_r$  - ресурс (циклостойкость);  $T$  - рабочая температура;  $P$  - давление (внутреннее или наружное, желательна функция  $P = P(\varphi)$  или  $P = P(H)$ );  $V$  - рабочий объем; приемлемые внешние габариты  $D_n, H_{max}$ ; условия силового воздействия на сильфон (механизм с жестким кинематическим приводом или пневмо-гидропривод); рабочее тело внутри и снаружи; желаемая поверхность сильфона  $F_c$ .

Как правило, максимальная циклостойкость соответствует минимальной жесткости сильфона, что положительно отражается на характеристиках проектируемой машины.

После согласования проектировщиком соответствующих параметров сильфона производится выбор конструктивно-компоновочной схемы машины (или ее модуля) и проводится этап эскизного проектирования, после чего требования на сильфон уточняются и выдается заказ на изготовление. При задании технических требований на сильфон следует учитывать следующие рекомендации.

Как показывает опыт проектирования и использования сильфонов в качестве рабочих полостей, высота сильфона в свободном состоянии  $H_{00}$  примерно соответствует наружному диаметру сильфона  $D_n$ . В исследованном диапазоне размеров сильфонов  $D_n = 30 \dots 150$  мм значение хода в миллиметрах, приходящееся на одну секцию, находится в пределах  $h = 1 \dots 4$  мм. Меньшее значение  $h = 1$  мм соответствовало сильфону  $D_n = 35$  мм, а  $h = 4$  мм сильфону  $D_n = 150$  мм. Для сильфонов  $D_n = 70$  мм и  $D_n = 100$  мм  $h = 1,5 \dots 3$  мм. Таким образом, максимальный ход, приходящий на секцию сильфона, можно принять равным  $h_0 = (0,02 \dots 0,03)D_n$ . Тогда число секций сильфона ориентировочно определится как:  $N_c = S_0/h_0$  или, с учетом растяжения,  $N = S_0 K_p/h_0$ . Соотношение диаметров  $D_0$  и  $D_n$  имеет также вполне определенное значение. Анализ формулы (1.2) показывает, что в случае фиксированного  $D_n$  при увеличении  $D_0$  внутренний полезный вытесняемый объем растет, что должно способствовать улучшению

характеристик машины по производительности, но в то же время уменьшается поверхность теплообмена, что ухудшает рабочий процесс. Для сварки внутренних швов увеличение  $D_e$  благоприятно, поэтому последнее решение по назначению  $D_e$  остается за изготовителем сильфона. Опыт проектирования, изготовления и испытаний сильфонов позволяет сделать вывод, что реальный диапазон соотношения диаметров  $\alpha$  соответствует:

$$\alpha = D_e / D_n = 0,5 \dots 0,7.$$

С учетом  $\alpha$  расчетные формулы для вытесняемого и максимально-го объема внутренней полости будут:

$$V_0^* = S_0 \cdot F_{зф} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{12} (1 + \alpha + \alpha^2) \cdot S_0, \quad (1.5)$$

$$V_{01}^* = (S_0 + H_n) \cdot F_{зф} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{12} (1 + \alpha + \alpha^2) \cdot (S_0 + H_n). \quad (1.6)$$

Для наружных полостей секций сильфона формулы будут:

$$V_0'' = S_0 \cdot F_{зк} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{12} (2 + \alpha - \alpha^2) \cdot S_0, \quad (1.7)$$

$$V_{01}'' = (S_0 + H_n) \cdot F_{зк} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{12} (2 + \alpha - \alpha^2) \cdot (S_0 + H_n). \quad (1.8)$$

В уточненных расчетах мертвый объем внутренней полости будет содержать не только межмембранные пространства, но и объем кольцевого зазора  $\delta_e$  (рис. 1.5) между вытеснителем и внутренними кромками мембран в сложенном состоянии сильфона. Уточненное значение мертвого объема будет:

$$\begin{aligned} V_m^* &= H_n \cdot F_{зф} + \pi \cdot \delta_e \cdot D_e \cdot H_n = \\ &= \pi \cdot H_n \cdot D_n \left[ \frac{D_n}{12} (1 + \alpha + \alpha^2) + \delta_e \cdot \alpha \right]. \end{aligned} \quad (1.9)$$

Самым точным методом определения мертвого объема будет проливка сильфона, однако приведенные выше формулы дают вполне приемлемые расчетные данные по мертвому объему (расхождение не более 3%). Для полного внутреннего объема эта погрешность не превышает 1%, что вполне приемлемо для расчетов.



## ТЕПЛООБМЕН В СИЛЬФОННОЙ РАБОЧЕЙ ПОЛОСТИ

Основные характеристики проектируемой тепловой машины будут зависеть от тепловой эффективности сильфонов как теплообменников. Движение рабочего тела внутри сильфона при его осевой деформации имеет свои особенности, обусловленные переменной направлением и нестационарностью. Исследование закономерностей такого течения позволяет разработать методики расчета теплообменных и газодинамических характеристик сильфона как теплообменника. Снаружи сильфона внешний теплоноситель может перемещаться за счет самовентиляции или вынужденно. Кроме того, в случае работы сильфона в качестве рабочей полости компрессора газ внутри в процессе сжатия может быть и неподвижен относительно мембран. В связи с таким многообразием поведения рабочего тела и внешнего теплоносителя становится необходимым рассмотрение переноса тепла во всех вышеуказанных случаях.

### 2.1. Движение теплоносителя в полостях секций сильфона

Движение теплоносителя у поверхности теплообмена в сильфоне осуществляется при его осевой деформации, когда в полостях секций возникает перемещение газа в радиальном направлении за счет вытеснения и заполнения объемов между мембранами. При определении скорости движения в полостях секций за расчетные примем схемы, изображенные на рис. 2.1. Постановкой задачи будет считаться нахождение среднерасходных локальных скоростей  $W_r^*$  в текущем зазоре  $\delta$  кольцевой щели.

$$W_r^* = \frac{1}{\pi \cdot D \cdot \delta} \cdot \frac{\partial V_r^*}{\partial \tau}$$

В случае сжимаемого рабочего тела внутри сильфона его плотность является функцией времени  $\rho^* = \rho^*(\tau)$ , в связи с чем выражение для  $W_r^*$  примет вид.

$$W_r^* = \frac{V_r^* \cdot d\rho^* + \rho^* \cdot dV_r^*}{\pi \cdot D \cdot \delta \cdot \rho^* \cdot d\tau}$$

При условии  $\rho^* = \text{const}$  (капельная жидкость)

$$W_r^* = \frac{(D_n + 2D) \cdot (D_n - D)}{12 \cdot D \cdot (H + H_n)} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (2.1)$$

Для газообразного теплоносителя снаружи сиффона, при допущении  $\rho = \text{const}$ , радиальная локальная среднерасходная скорость во внешних полостях секций при самовентилиации будет:

$$W_r'' = \frac{(D - D_\theta) \cdot (2D + D_\theta)}{12 \cdot D \cdot (H + H_m)} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (2.2)$$

Текущий объемный расход из всей внутренней секции определится:

$$V_c = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{(D_n + 2D_\theta) \cdot (D_n - D_\theta)}{N_c} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (2.3)$$

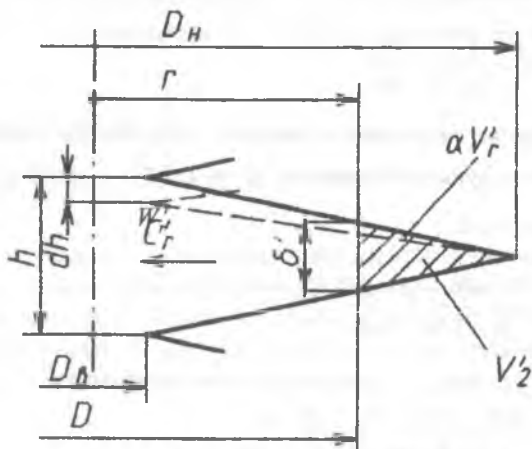
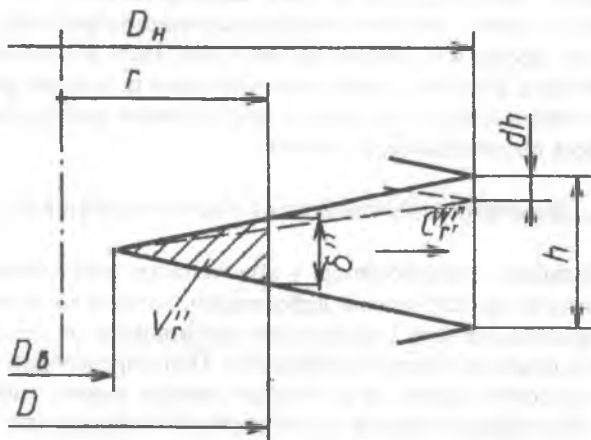


Рис. 2.1. Расчетные схемы секций сиффона

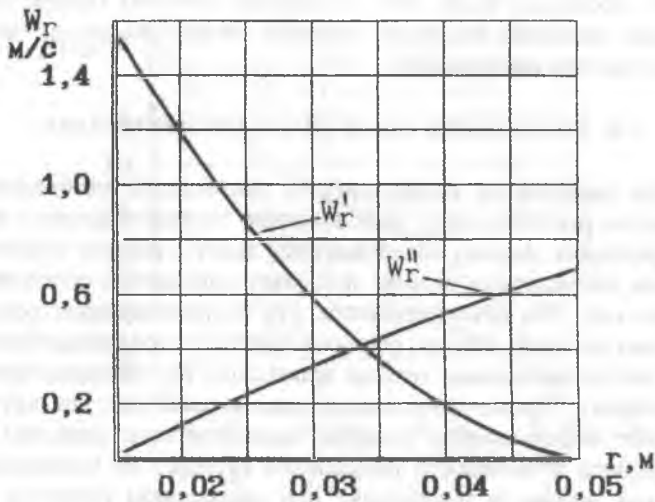


Рис. 2.2. Изменение скоростей во внутренней  $W_2'$  и наружной  $W_2''$  полостях секции сиффона по радиусу. Сиффон – 100x30x0,2; воздух,  $T=293$  К,  $P=0,1$  МПа,  $f=10$  Гц,  $\varphi=90^\circ$

Текущий объемный расход из всей внешней секции найдется из соотношения:

$$\dot{V}_c = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{(D_n - D_g) \cdot (2 \cdot D_n + D_g)}{N_c} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (2.4)$$

Здесь  $\frac{dH}{d\tau}$  – есть линейная скорость перемещения подвижной крышки сиффона. Так, например, для кривошипно-шатунного механизма

$$H = R_k \cdot \left[ (1 - \cos \phi) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos 2\phi) \right],$$

$$\frac{dH}{d\tau} = \omega \cdot R_k \left( \sin \phi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\phi \right).$$

На рис. 2.2 приведены графики, иллюстрирующие течение рабочего тела в секциях. Их анализ позволяет отметить следующее: движение теплоносителя происходит при уровне скоростей, не превышающих 2 м/с (для сиффонов исследованных типоразмеров) при частотах до 10 Гц; движение во внутренних и внешних полостях противоточное; внутри сиффо-

на скорости несколько выше, чем во внешних полостях секций; скорость течения при заданном механизме привода зависит только от геометрии сифона и частоты складывания.

## 2.2. Теплообмен в сифоне при самовентиляции

Для определения коэффициентов теплоотдачи необходимо либо аналитическое решение, либо использование соответствующего критериального уравнения. Анализ общеизвестных задач о расчете теплоотдачи в ламинарном пограничном слое не позволяет однозначно остановиться на какой-то из них. Это объясняется тем, что в существующих решениях и практических расчетах обычно рассматриваются гидродинамически и термически стабилизированные течения жидкости с постоянными физическими параметрами. Кроме того, задача, рассматриваемая как внутренняя, предполагает использование понятия эквивалентного диаметра канала, точные границы возможности применения которого не установлены. Таким образом, вопрос о теплоотдаче при ламинарном слоистом течении жидкости в радиальной конической щели при переменном по радиусу и изменяющемся во времени расходе требует самостоятельного изучения. Еще большую сложность в тепловой расчет вводит изменение направления движения в период одного цикла.

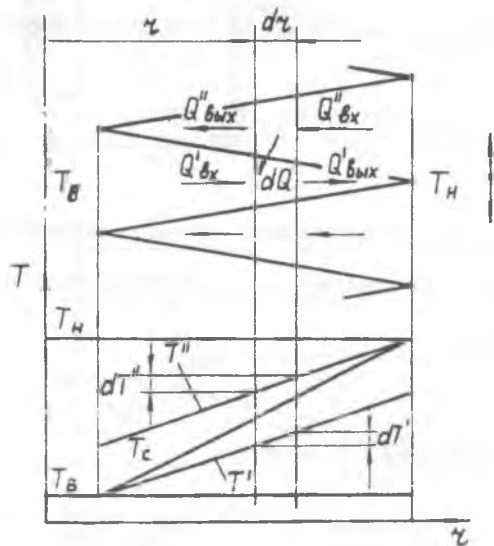


Рис. 2.3. Схема расчетного определения коэффициента теплоотдачи методом баланса тепла

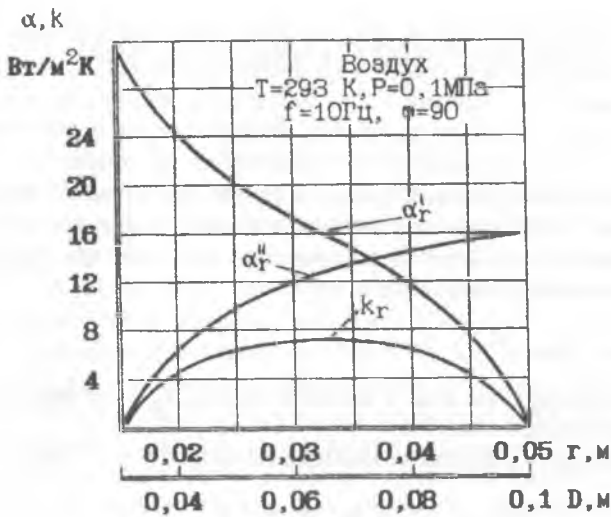


Рис. 2.4. Локальные коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_r'$ ,  $\alpha_r''$  и теплопередачи  $k_r$  в секции сильфона 100x30x0,2

В первом приближении мгновенные локальные коэффициенты теплоотдачи можно найти из уравнения баланса тепла для элемента щели с поверхностью теплообмена  $dF$ . Решение такой задачи для трубы постоянного сечения известно [20]. На рис. 2.3 представлена схема, поясняющая постановку задачи. Количество тепла, передаваемого через стенку, равно разности количеств тепла  $Q_{ax}$  и  $Q_{вых}$ , вошедшего и вышедшего из элемента щели в направлении течения жидкости. При этом температура жидкости изменится на величину  $dT$ . Распределение температуры теплоносителей и стенки по радиусу сильфона принимается линейным при условии равенства температуры на краях мембраны температуре внутри и снаружи сильфона. В представленном виде решение задачи позволит лишь приближенно определить уровень текущих локальных коэффициентов теплоотдачи (рис. 2.4), которые можно вычислить по приведенным ниже формулам.

Для внутреннего коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_r' = \frac{C_p' \cdot P' \cdot \delta' \cdot W_D' \cdot dT'}{D \cdot T' \cdot dD \cdot (T' - T_c)} \quad (2.5)$$

Для внешнего коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_r'' = \frac{C_p'' \cdot P'' \cdot \delta'' \cdot W_D'' \cdot dT''}{D \cdot T'' \cdot dD \cdot (T'' - T_c)} \quad (2.6)$$

В продолжение рассуждений о расчетном определении коэффициентов теплоотдачи можно оценить их предельные средние значения. Учитывая специфику условий теплообмена на сильфоне, заключающуюся в том, что теплоноситель не перетекает непрерывно над поверхностью теплообмена, а затекает порцией в тупиковый объем и возвращается обратно, можно предположить, что в пределе его температура станет равной температуре стенки  $T_c$ . Предельное значение теплового потока при таком теплообмене определится полной теплоемкостью теплоносителя, заполнившего секцию, и выразится равенством:

$$Q_{\max} = V_{\max} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_c - T_{\text{нач}}) \cdot f, \quad (2.7)$$

где  $V_{\max}$  - максимальный объем полости секции,  $T_{\text{нач}}$  - начальная температура теплоносителя,  $f$  - частота.

Отсюда предельное значение коэффициента теплоотдачи будет:

$$\alpha_{\max} = \frac{Q_{\max}}{(T_c - T_{\text{нач}}) \cdot F_c} = \frac{V_{\max} \cdot \rho \cdot C_p \cdot f}{F_c}. \quad (2.8)$$

В табл. 2.1 представлены значения коэффициентов теплоотдачи, вычисленных по формуле (2.8). При расчете теплофизические свойства для газов выбирались при нормальных условиях, а для жидкостей при температуре 293 К. Частота складывания сильфона  $f = 16,7$  Гц, что соответствует 1000 1/мин приводного механизма.

Таблица 2.1

Значение предельных коэффициентов теплоотдачи

Теплоноситель	Коэффициент теплоотдачи внутри сильфона, Вт/м <sup>2</sup> К	Коэффициент теплоотдачи снаружи сильфона, Вт/м <sup>2</sup> К
Воздух	11,0	16,0
Гелий	7,5	11,0
Вода		51500
Литий		2600
Натрий		14500
Ртуть		23000

Представленные в таблице значения показывают только предельный уровень коэффициентов теплоотдачи при самовентилиации сильфона при нормальном давлении газа. При реальном рабочем процессе вследствие большего значения давления рабочего тела теплоотдача внутри сильфона будет выше.

Коэффициент теплопередачи для сильфона можно приближенно вычислить по известному соотношению для плоской стенки:

$$k = \left( \frac{1}{\alpha_D} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_D} \right)^{-1}$$

и тем самым оценить ожидаемые тепловые потоки к рабочему телу.

Так как приведенные выше рекомендации дают весьма нестрогие и приближенные результаты, то ставится вопрос об отыскании более точных соотношений для расчета теплопередачи. Однако если воспользоваться критериальным соотношением вида  $Nu = C \cdot Re^n$  для квазистационарного течения ламинарного пограничного слоя, то, как показывают расчеты и эксперимент, результаты по коэффициенту теплоотдачи будут отличаться в полтора, два раза, вследствие чего было проведено подробное экспериментальное изучение процессов теплоотдачи и теплопередачи на сильфоне.

Методическая постановка задач экспериментальных исследований теплообмена была обусловлена следующими соображениями. Исходя из подобия процессов внутри и снаружи сильфона и сложности определения внутреннего коэффициента теплоотдачи, изучение процесса разделено на два направления: исследование внешней теплоотдачи с целью выявления основных факторов влияния и получения критериального соотношения и изучение процесса теплопередачи с целью проверки полученных данных и исследования динамики передачи тепла.

Экспериментальное исследование внешней теплоотдачи проводилось на установке, схема которой представлена на рис.2.5. Целью было получение численных значений средних по поверхности и по времени внешних коэффициентов теплоотдачи  $\bar{\alpha}^n$  в зависимости от частоты складывания и исследование влияния внешнего обдува. При работе сильфона в условиях самовентиляции внешние кожуха снимались, при обдуве они устанавливались с различными окнами, дефлекторами и др. для сильфонов различного типоразмера.

Коэффициент теплоотдачи определялся здесь методом регулярного режима. Сильфоны нагревались за счет пропускания по ним электрического тока, после выдержки сильфоны приводились в движение, их температура измерялась по пальцу напряжения как на электрическом сопротивлении. Подробно о самом эксперименте изложено в публикации [12].

На рис. 2.6 представлены типичные экспериментальные зависимости для сильфона  $D_n \times D_s = 100 \times 30$ . Линейность графиков подтверждает наличие регулярного режима и правомочность методики. После обработки экспериментальных данных была получена критериальная зависимость (теплоноситель-воздух)

$$Nu = 0,07 Re^{0,7} \quad (2.9)$$

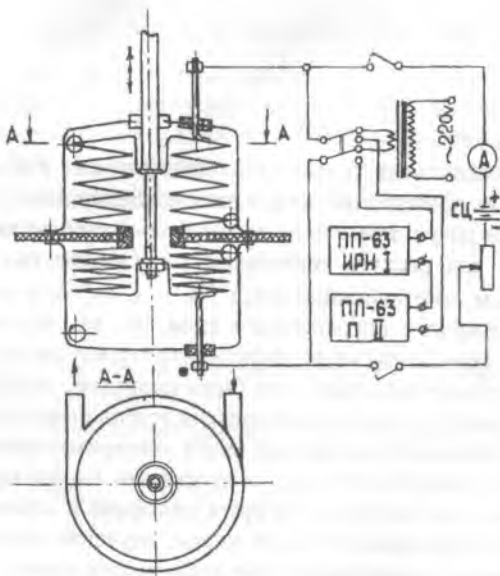


Рис. 2.5. Схема экспериментальной установки для исследования внешней теплоотдачи

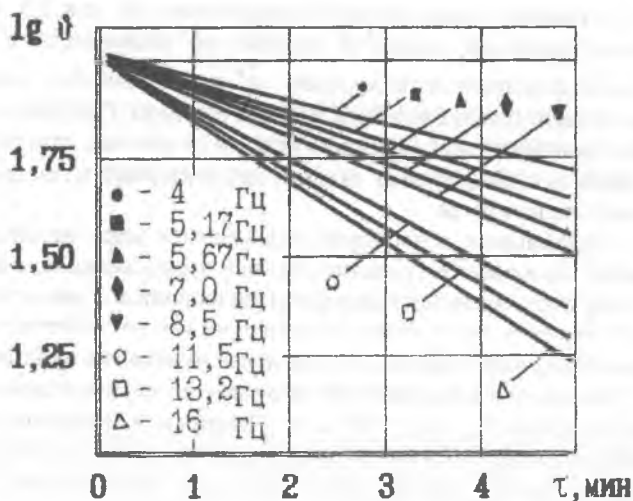


Рис. 2.6. Графики охлаждения сиффона при различных частотах складывания



Здесь число  $Re$  соответствовало его выражению для плоской щели

$$Re = \frac{W_D \cdot 2\delta}{\nu}$$

На рис. 2.7 показаны графики зависимостей внешнего коэффициента теплоотдачи  $\alpha''$  от частоты складывания. Из эксперимента следует, что при малых частотах привода – до 4 Гц определять внешнюю теплоотдачу можно по формуле (2.8) для его предельного значения при самовентиляции, но при частоте складывания больше этого значения требуется использование полученного уравнения (2.9). По величине коэффициента пропорциональности и показателя при  $Re$  полученное соотношение ближе к известному выражению, представленному, например, в [12], которое характеризует нестационарное турбулентное течение в каналах. Такая аналогия, с одной стороны, противоречит ранее доказанным положениям о ламинарном характере течения газа в полостях, а с другой – еще раз подтверждает необычность рассматриваемого процесса и работы сильфона в целом как теплообменника.

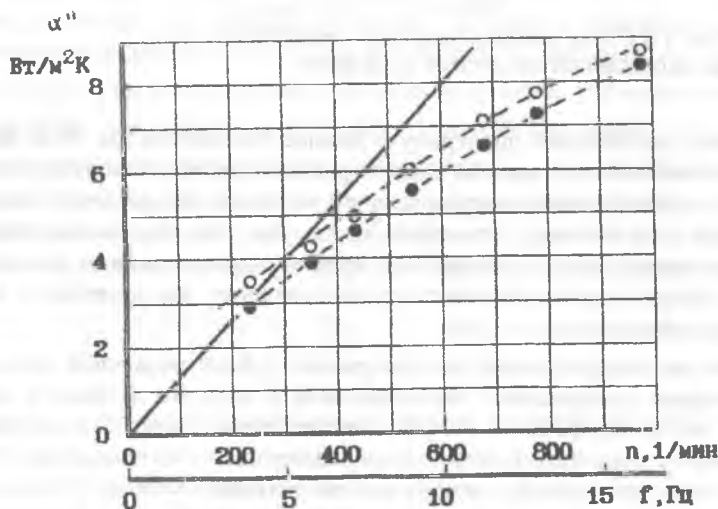


Рис. 2.7. Экспериментальные зависимости:  $\circ$  – общего  $\alpha''$ ;  $\bullet$  – конвективного  $\alpha''$  и расчетная зависимость предельного  $\alpha''_{\max}$  коэффициентов теплоотдачи от частоты складывания сильфона

Проведенные в дальнейшем экспериментальные исследования рабочих процессов сифонных двигателя внешнего подвода тепла и холодильной машины (глава 4) с рабочими телами гелий, азот, воздух, подтвердили приемлемость критериального соотношения.

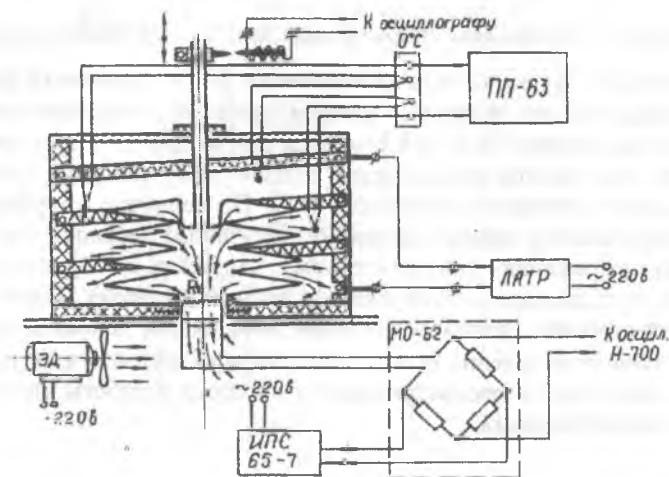


Рис. 2.8. Схема экспериментальной установки для исследования теплопередачи в сифоне

Здесь необходимо подчеркнуть важное обстоятельство. При введении в математическую модель расчета рабочего процесса соотношение (2.9) требует обязательного учета реальной величины зазора между мембранами при складывании. Это обусловлено тем, что при складывании сифона величина зазора  $\delta$  стремится к нулю и скорость движения теплоносителя в секции также принимает нулевое значение, что приводит к неопределенности функции  $\alpha = f(\phi)$ .

Так как интересующий нас при расчете теплопередающей способности сифона коэффициент теплопередачи  $k$  является функцией как внешнего, так и внутреннего коэффициентов теплоотдачи, а последний трудно поддается экспериментальному определению, были проведены эксперименты по нахождению коэффициента теплопередачи  $k$ . Учитывая опыт предварительных исследований, а также необходимость получения временной картины теплообмена, был предложен калориметрический метод определения коэффициентов теплопередачи с контролем текущей температуры газа на выходе из сифона. Схема установки представлена на рис. 2.8. Сифон устанавливался в полости нагревательной печи и осуществлял прокачку через себя атмосферного воздуха. В открытом отверстии

сильфона устанавливался малоинерционный (5 мкм) проволочный термометр сопротивления с общим сопротивлением порядка 40 Ом. Обработка осциллограммы проводилась с учетом текущего значения показателя тепловой инерции датчика и оценкой погрешности измерений по методикам [38].

Анализ записи процесса выявил следующее: температура внутри сильфона достигает максимума к концу его наполнения, после чего процесс теплопередачи прекращается; внутреннее пространство сильфона заполнено центральным ядром непрогретого газа.

На рис. 2.9 приведена осциллограмма и представлены процессы, происходящие в сильфоне. Физическая картина изменения температуры в полостях секций сильфона при нагреве внутреннего теплоносителя будет следующей. Очевидно, что при наполнении сильфона температура  $T''$  внешнего теплоносителя в секциях падает, а температура  $T'$  внутри растет. В пределе температурный напор  $\Delta t = t'' - t'$  (разность между температурой теплоносителей в полостях секций) стремится к нулю, причем вследствие того, что суммарная теплоемкость массы газа во внешних полостях больше таковой во внутренних полостях, то  $\Delta t < \Delta t'$ . При вытеснении теплоносителей из секций (складывание сильфона) охлажденный на  $\Delta t''$  газ во внешних полостях, перемещаясь от центра сильфона к периферии, на выходе нагревается внешними участками мембран, а нагретый до температуры  $(t_0 + \Delta t')$  газ во внутренних полостях при своем перемещении к центру сильфона охлаждается внутренними участками мембран. Осциллограмма дает значения максимальной температуры  $t'_{\max}$  во внутренних полостях секций и текущую температуру газа на выходе из сильфона. Эти данные позволяют определить среднеинтегральное по времени для всей поверхности сильфона значение коэффициента теплопередачи при наполнении.

$$k_I = \frac{2 \cdot P_0 \cdot V_{\max} \cdot C_p \cdot (t'_{\max} - t_0)}{R_0 \cdot T'_{\max} \cdot F_c \cdot \Delta t} \quad (2.10)$$

где  $V_{\max}$  – максимальный объем внутренних полостей секций сильфона;  $F_c$  – поверхность сильфона;  $\Delta t$  – средний температурный напор.

Некоторое затруднение при подсчете  $k_I$  вызывает выбор среднего температурного напора для рассматриваемого случая теплопередачи. Действительно, использование среднелогарифмического температурного напора справедливо для простых схем теплообменных аппаратов при условии постоянства массового расхода теплоносителей и коэффициента теплопередачи по поверхности. В нашем случае можно заменить понятия температурных напоров на входе и выходе понятиями в начале и конце про-

цесса наполнения полостей секций, однако значение  $\Delta t$  в конце наполнения также не известно. Применение среднеарифметического температурного напора, когда меньшая разница ( $\Delta t_{\min}$ ) близка к нулю, предпочтительнее. Воспользовавшись этим значением  $\Delta t$ , были рассчитаны значения  $k$  для различных частот и уровней температуры в эксперименте.

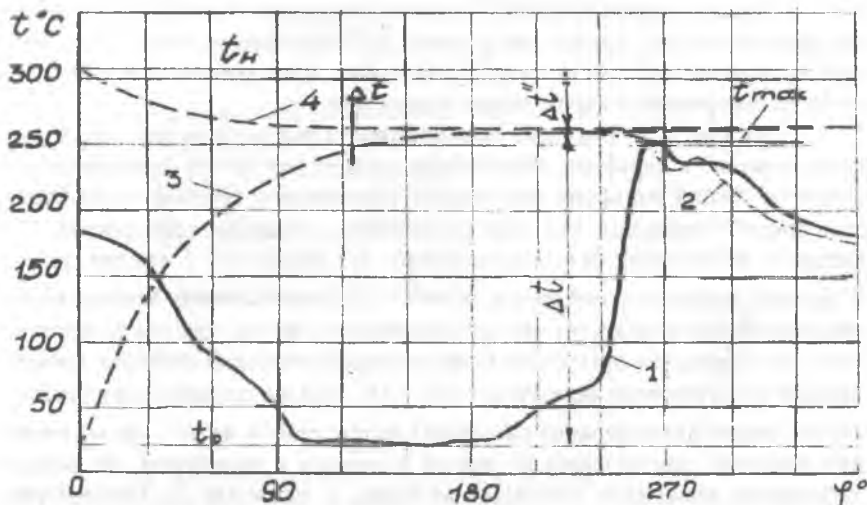


Рис. 2.9. Картина изменения температуры в сильфоне: 1 — температура датчика  $T_0$  (шлейф); 2 — температура газа у поверхности датчика; 3 — температура газа во внутренних полостях секции  $t'$ ; 4 — температура газа во внешних полостях секции  $t''$

Для второй части цикла при вытеснении газа из сильфона можно было бы определить текущее значение коэффициента теплопередачи, однако последний будет иметь отрицательные значения (причины этого явления отмечались выше). Расчеты показывают, что для фазы вытеснения коэффициент теплопередачи  $k_{II}$  на порядок ниже чем  $k_I$ , и вместе с этим его использование не имеет смысла, так как для сравнительного анализа результатов исследований внешней теплоотдачи и теплопередачи корректны только  $k_I$ .

Пренебрегая термическим сопротивлением стенки сильфона, для вычисления коэффициента теплоотдачи внутри можно воспользоваться следующим выражением:

$$\alpha' = \frac{k \cdot (\alpha^* + \alpha^{\wedge})}{\alpha^* + \alpha^{\wedge} - k} \quad (2.11)$$

где  $k$ ,  $\alpha^*$ ,  $\alpha^{\wedge}$  — средние по поверхности и по времени соответственно коэф-

коэффициент теплопередачи, конвективные коэффициенты теплоотдачи внутри и снаружи сиффона. Численные значения этих коэффициентов осредняются за полное время наполнения и опорожнения сиффона.  $\alpha_{\lambda}$  – средний, отнесенный ко всей поверхности сиффона лучистый коэффициент теплоотдачи, обусловленный радиационным теплообменом боковой поверхности. Рис. 2.10, 2.11 и 2.12 иллюстрируют результаты последних исследований.

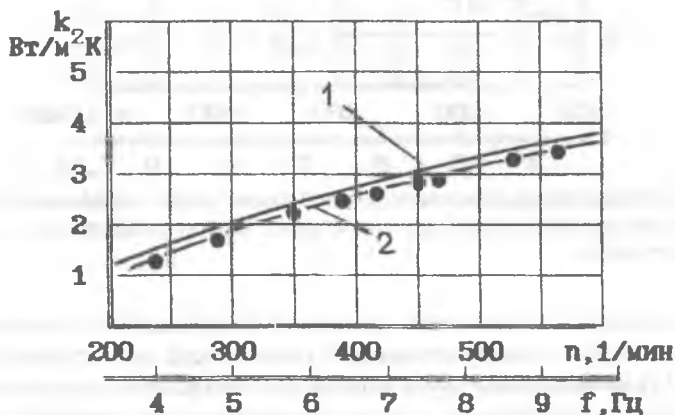


Рис. 2.10. Расчетная 1 и осредненно-экспериментальная 2 зависимости коэффициента теплопередачи

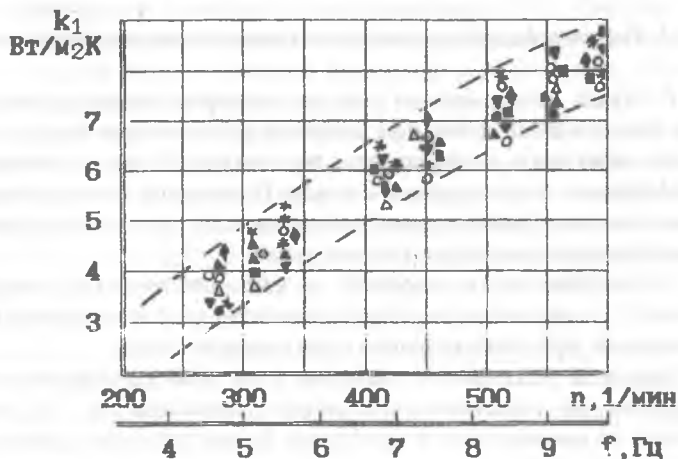


Рис. 2.11. Экспериментальные значения среднего за время наполнения для всей поверхности сиффона коэффициента теплопередачи  $k_1$ . Температура снаружи 400...800 К

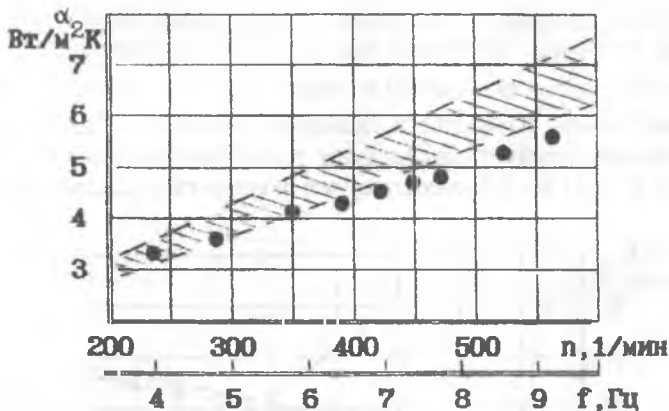


Рис. 2.12. Взаимное расположение уровней конвективных коэффициентов теплоотдачи внутри (заштриховано) и снаружи (точки) сальфона при самовентиляции

Взаимное расположение расчетной (полученной по соотношению 2.9) и осредненно-экспериментальной (полученной по результатам рис. 2.10 и 2.11) зависимостей свидетельствует о возможности использования критериального соотношения (2.9) для расчета текущих значений коэффициентов теплопередачи с целью исследования динамики процессов в рабочих полостях сальфонных машин.

### 2.3. Интенсификация внешнего теплообмена на сальфоне

В случае использования снаружи сальфона газообразного теплоносителя при давлении ниже, чем давление рабочего тела внутри сальфона, уровень внешнего коэффициента теплоотдачи будет лимитирующим для коэффициента теплопередачи в целом. Вследствие этого естественным продолжением экспериментальных исследований была оценка возможности интенсификации внешнего теплообмена.

Эффективность теплообмена во внешних полостях секций сальфона зависит от организации обдува внешним теплоносителем (воздух - для охлаждения, продукты сгорания - для подвода тепла).

Внешний теплообмен сальфона в первом приближении можно рассматривать как теплообмен оребренного цилиндра [26, 30], однако с переменным по времени шагом оребрения. Кроме основных рекомендаций по уровню скоростей обдува в этих работах показана необходимость дефлектирования цилиндров. Цель дефлектирования состоит в получении рационального распределения теплоносителя по поверхности теплообмена

и увеличения коэффициента теплоотдачи за счет увеличения скорости обдува.

На тыльной стороне гладкого цилиндра, непосредственно за диаметральной плоскостью, перпендикулярной к направлению потока, может иногда наблюдаться увеличение теплоотдачи при малых диаметрах цилиндра (вследствие усиления турбулентности). Для оребренного цилиндра такой случай маловероятен. Поэтому теплоотдача на тыльном участке недефлектированного цилиндра невелика. Это приводит не только к неэффективному использованию поверхности ребер, но и к значительной неравномерности распределения температуры стенок. В работе [30] приведены результаты экспериментальных исследований дефлекторов различных схем.

Для интенсификации теплосъема был выбран дефлектор с прямоугольной формой входных и выходных отверстий: большая сторона прямоугольника соответствует высоте полностью раскрытого сиффона. Соотношение площадей выходного отверстия дефлектора выбрана по рекомендациям [26] из условия:

$$F_{д. вых} = (1,6 \dots 2,3) F_m,$$

где  $F_m$  – площадь проходного межреберного сечения.

Площадь входного отверстия дефлектора определялась по этому же соотношению.

Для определения внешнего коэффициента теплоотдачи было бы некорректно воспользоваться критериальной зависимостью дефлектированного оребренного цилиндра по рекомендациям [30]. Характер течения газа в межмембранном пространстве в условиях работы складывающегося сиффона при фронтальном обдуве является более сложным, поэтому вид уравнения должен быть уточнен.

С этой целью на экспериментальной установке, схема которой представлена на рис. 2.13, были проведены соответствующие исследования. В основу определения коэффициента теплоотдачи сиффона был положен калориметрический метод. Определялось количество тепла, переданное от теплоносителя, прокачиваемого внутри сиффона (горячая вода), воздуху, поступающему в дефлектор. Выбор воды был обусловлен тем, что для нее величина внутреннего коэффициента теплоотдачи в условиях эксперимента составляет значение порядка  $\alpha' = 50000 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ . Поэтому внешний коэффициент теплоотдачи практически приближается по своему значению к коэффициенту теплопередачи, т.е.  $k = \alpha'$ . Величина коэффициента теплопередачи определялась из выражения

$$Q = k \cdot F_c (\bar{T}_в - \bar{T}_{воз}) = \alpha' \cdot F_c (\bar{T}_в - \bar{T}_{воз}), \quad (2.12)$$

где  $Q$  – количество тепла, переданное через поверхность сальфона от воды к воздуху;  $F_c$  – полная поверхность сальфона;  $\bar{T}_в$ ,  $\bar{T}_{воз}$  – средние значения температуры воды и воздуха.

Количество тепла, переданное через поверхность сальфона от воды к воздуху, находилось из выражения:

$$Q = (C \cdot G \cdot \Delta T)_в = (C_p \cdot G \cdot \Delta T)_{воз}, \quad (2.13)$$

где  $C$  – теплоемкости воды и воздуха;  $G$  – их массовые расходы;  $\Delta T$  – изменение температуры воды и воздуха от входа до выхода.

Вычисленные по нижеприведенной формуле значения коэффициента теплоотдачи являются средними по поверхности и по времени для заданной частоты складывания сальфона.

$$\alpha = \frac{(C \cdot G \cdot \Delta T)_в}{F_c(\bar{T}_в - \bar{T}_{воз})} = \frac{(C_p \cdot G \cdot \Delta T)_{воз}}{F_c(\bar{T}_в - \bar{T}_{воз})}, \quad (2.14)$$

После исключения из  $\alpha$  радиационного коэффициента теплоотдачи, который составляет 1...3% от суммарной величины  $\alpha$ , были выявлены значения конвективной составляющей и построены зависимости коэффициента теплоотдачи от расхода при фиксированной частоте складывания. Пример такого графика представлен на рис. 2.14. Эксперимент показал, что в реальном интервале изменения расхода воздуха и частот складывания до 17 Гц коэффициент теплоотдачи незначительно зависит от последнего фактора, причем при увеличении частоты теплообмен определяется практически только расходом воздуха. Это объясняется тем, что время взаимодействия потока с поверхностью мембраны на порядок меньше, чем время складывания секции сальфона.

Полученные в эксперименте зависимости  $\ln Nu = f(\ln Re)$  были обобщены критериальным соотношением:

$$Nu = 0,014 \cdot Re^{0,8}. \quad (2.15)$$

В числах  $Re$  и  $Nu$  в качестве характерного размера, так же как и для оребренного цилиндра, использовался эквивалентный диаметр, который применительно к сальфону учитывал среднее по времени значение высоты щели между мембранами и боковой зазор у дефлектора:

$$d_{э, \max} = \frac{4f_{\max}}{\Pi_{\max}}, \quad d_{э, \min} = \frac{4f_{\min}}{\Pi_{\min}}, \quad d_{э} = \frac{d_{э, \max} + d_{э, \min}}{2},$$

где  $f_{\max}$  и  $f_{\min}$  – площади живого сечения в межмембранном канале полностью раскрытого и полностью сжатого сальфона, а  $\Pi_{\max}$  и  $\Pi_{\min}$  – смоченные



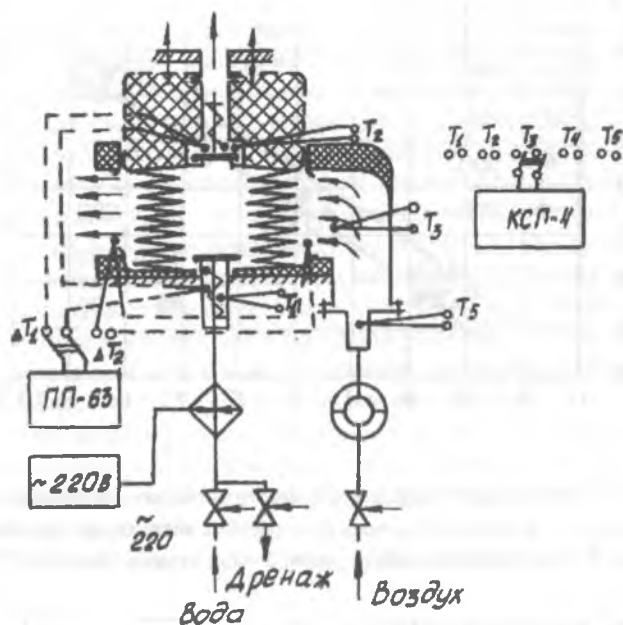


Рис. 2.13. Схема экспериментальной установки по исследованию внешней теплоотдачи калориметрическим методом

периметры в этих же положениях сильфона.

За скорость обдува принималась скорость набегающего на сильфон потока. Сравнивая полученное уравнение с известным для дефлектированного цилиндра [30]

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8}, \quad (2.16)$$

можно отметить только различие в коэффициенте пропорциональности, что несомненно важно для практических расчетов. Это различие прогнозируется работами [26, 30], в которых отмечается, что для оребренных цилиндров с уменьшением межреберного пространства эффективность теплоотдачи уменьшается в связи с относительным увеличением толщины пограничного слоя. Отмечено, что при межреберном расстоянии, равном или менее 1,5 мм, поток воздуха представляет собой сомкнутый ламинарный пограничный слой. В исследованных типоразмерах сильфонов средний зазор в мембранах как раз составлял эту величину.

В дополнение к эксперименту были проведены исследования влияния установки перекрывающей втулки, которая предотвращала прохождение воздуха над сильфоном в момент складывания. Это мероприятие

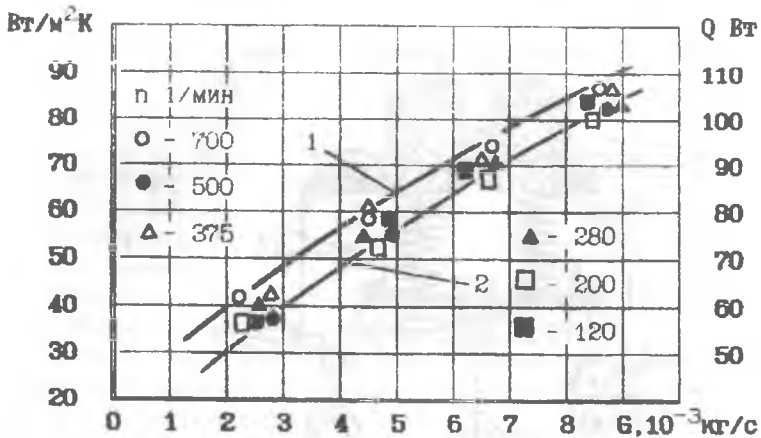


Рис. 2.14. Экспериментальные зависимости внешнего коэффициента теплоотдачи  $\alpha''$  и теплового потока  $Q$  от расхода воздуха при фронтальном обдуве: 1 – с выгеснительной втулкой; 2 – без втулки. Сильфон 35x18

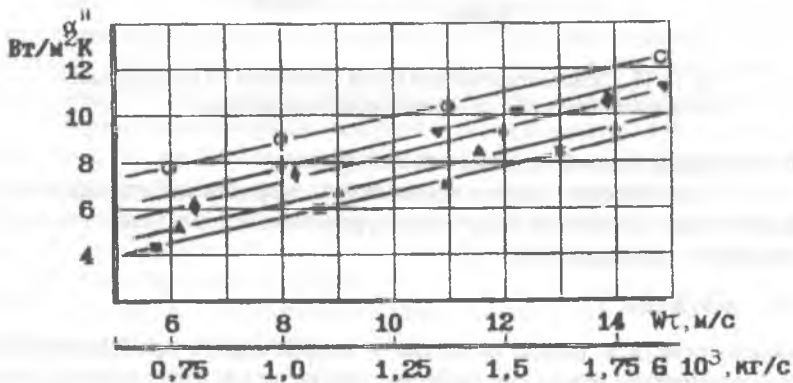


Рис. 2.15. Внешняя теплоотдача при обдуве закрученным потоком: ■ – 5 Гц; ○ – 12 Гц, сильфон 100x30x0,2

позволило увеличить теплоотдачу еще на 10...15% и приблизиться к соотношению (2.16), однако целесообразность введения в конструкцию таких изменений необходимо оценивать в каждом конкретном случае, и для упрощения сильфонной машины можно ее не устанавливать.

Как вариант обдува с целью интенсификации внешнего теплообмена были проведены эксперименты с закрученным потоком воздуха. Сильфон помещался в кожух с тангенциальными патрубками, установка соответствовала схеме рис. 2.5. Коэффициенты теплоотдачи определялись по методу регулярного режима как и для самовентилиации сильфона.

Необходимо отметить, что если предварительные расчеты по коэффициенту теплоотдачи, исходя из ожидаемого увеличения скорости у поверхности теплообмена, показывали увеличение  $\alpha$  на порядок, то эксперимент дал значительно меньшие его значения. Эти результаты экспериментально подтверждают специфичность условий теплообмена на сильфоне, заключающегося в том, что охлаждающий теплоноситель не перетекает над поверхностью теплообмена, а затекает порцией в тупиковый объем между мембранами, после чего выбрасывается обратно.

Представив результаты эксперимента в виде зависимости  $\alpha$  от частоты складывания рис. 2.15, можно сделать вывод о том, что при обдуве закрученным потоком нельзя получить энергетически выгодное увеличение коэффициента теплоотдачи.

Таким образом, фронтальный обдув является наиболее целесообразным.

#### 2.4. Теплообмен в сильфоне при отсутствии движения теплоносителя

Представленные в предыдущих разделах исследования по теплообмену в сильфоне рассматривают реальное движение газа в межмембранном пространстве при его осевой деформации и внешнем обдуве. В случае, когда движение газа во внутренних щелях практически отсутствует, задача требует отдельного решения. Это наблюдается при использовании сильфона в качестве рабочей полости компрессора.

В отличие от поршневых машин, когда в теплообмене участвуют только пристеночные слои газа и движение носит непредсказуемый характер, в сильфоне распределение масс газа в секциях вполне закономерно. Следовательно, теоретическая постановка задачи о теплообмене в этом случае будет более корректна.

В задаче приняты следующие допущения: рабочее тело - идеальный газ, газ деформируется, не перемещаясь в радиальном направлении; температура стенки (мембраны сильфона) неизменна (случай гидропривода); теплоперенос тепла в газе и от газа к стенке осуществляется только теплопроводностью; ядро газа в центре сильфона адиабатно.

Из закона сохранения энергии следует, что подводимая извне работа сжатия  $dL$  и внешнее тепло  $dQ$  определяют изменение внутренней энергии  $dU$  и текущую температуру рабочего тела. С другой стороны, эта температура определяет температурный напор между газом и стенкой и.

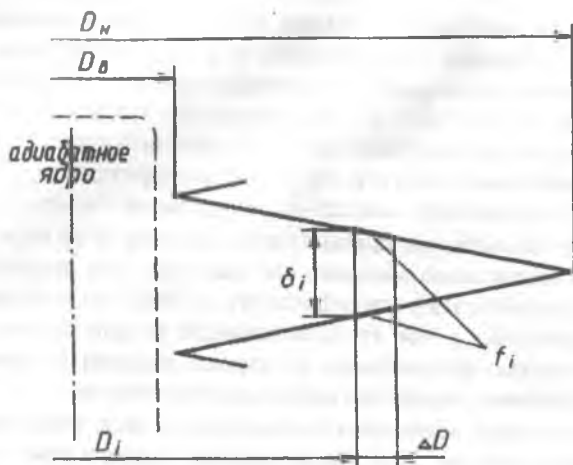


Рис. 2.16. Расчетная схема к решению задачи разд. 2.4

следовательно, располагаемый теплосъем, т.е. внешнее тепло. Так как вследствие изменения размера щели по радиусу распределение массы газа для данного момента времени можно будет определить из геометрии сильфона, то можно решить задачу, например, численным методом с разбиением рабочего объема круговой конической щели на конечное число контрольных объемов, в которых будут фиксироваться параметры исследуемого термодинамического процесса. На рис. 2.16 представлена расчетная схема сильфона для данной задачи.

Целью расчета будет определение теплоемкости процесса или показателя политропы. Расчет ведется в следующей последовательности. Поверхность переноса тепла для контрольного  $i$ -го участка:

$$f_i = 2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot \Delta D.$$

Зазор в щели секции (высота контрольного объема):

$$\delta_i = \delta_0 \left(1 - \frac{i}{S}\right),$$

здесь  $\delta_0$  - зазор в момент начала процесса;  $i$  - номер контрольного объема;  $S$  - количество контрольных объемов или шагов разбиения.

Масса рабочего тела, заключенного в контрольном объеме:

$$m_i = \frac{f_i \cdot \delta_i \cdot P_0}{2 \cdot R \cdot T_0}.$$

Далее задается количество временных интервалов и шаг по времени  $\Delta\tau$ . Для каждого контрольного объема щели в текущий момент времени определяется:

работа деформации

$$\Delta l_{i,\tau} = \frac{P \cdot \Delta V_{i,(\tau-1)}}{m_i}, \quad (2.17)$$

где  $\Delta V_{i,(\tau-1)}$  - изменение текущего объема, расположенного на  $i$ -м радиусе в предыдущий момент времени;

количество тепла, переданного стенке

$$\Delta q_{i,\tau} = \frac{2\lambda}{\delta_{i,r}} (T - T_c)_{i,r} \cdot \frac{f_i}{m_i} \cdot \Delta\tau; \quad (2.18)$$

изменение внутренней энергии каждого из контрольных объемов за время  $\Delta\tau$  и соответствующее изменение температуры

$$\Delta u_{i,\tau} = \Delta q_{i,\tau} - \Delta l_{i,\tau}; \quad \Delta T_{i,\tau+1} = \frac{\Delta u_{i,\tau}}{C_v}; \quad (2.19)$$

количество тепла, передаваемое посредством радиальной теплопроводности соседними контрольными объемами друг другу

$$\Delta q_{i,r} = \frac{2\lambda}{\Delta r} \cdot \frac{(T_{0,i-1} - T_i) \cdot \pi_1 \cdot D_i \cdot \delta_{i,r} \Delta\tau}{m_i}; \quad (2.20)$$

изменение температуры контрольного объема за счет радиальной теплопроводности

$$\Delta T_{i,r} = \frac{\Delta q_{i,r}}{c_i};$$

температура контрольного объема в последующий момент времени

$$T_{i,\tau+1} = T_{i,\tau} + \Delta T_{i,\tau+1} + \Delta T_{i,r}.$$

Очевидно, что найденное значение температуры является среднemasсовым для контрольного объема и термодинамическим параметром состояния. В то же время температура рабочего тела изменяется по высоте щели от температуры стенки до некоторого значения  $T_{0i,r}$  на оси симметрии, эту температуру можно принять за то значение, которое определяет температурный напор в уравнении теплопроводности. При этом распределение температуры по высоте щели можно принять линейным.

Далее для каждого элементарного объема и текущего момента

времени определяется теплоемкость процесса

$$C_{i,\tau} = \frac{\Delta q_{i,\tau} + \Delta q_{i,r}}{\Delta T_{i,\tau+1} + \Delta T_{i,r}} \quad (2.21)$$

Для текущего момента времени находится среднемассовая теплоемкость для всей щели

$$C_{cp,\tau} = \frac{\sum_{i=1}^S C_{i,\tau} \cdot m_i}{\sum_{i=1}^S m_i} \quad (2.22)$$

а также среднемассовое значение теплоемкости процесса сжатия во всем сильфоне с учетом адиабатности ядра газа в центральной его части

$$\bar{C}_\tau = \frac{\sum_{i=1}^S C_{i,\tau} \cdot m_i}{\sum_{i=1}^S m_i + m_\pi} \quad (2.23)$$

Показатель политропы процесса определится по известному выражению

$$n_\tau = \frac{\bar{C}_\tau - C_p}{\bar{C}_\tau - C_v} \quad (2.24)$$

Данный алгоритм расчета позволяет исследовать изменение температуры во времени, поведение показателя политропы и теплоемкости процесса в зависимости от частоты, влияние начальной температуры в сильфоне и температуры стенок, геометрии сильфона.

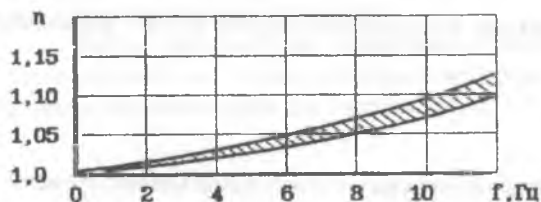


Рис. 2.17. Расчетное значение показателя политропы. Сильфон 30x18, 70x40, 100x30

Главным результатом предложенной методики (подтвержденным экспериментальными исследованиями рабочего процесса в сильфонном компрессоре) является возможность получения показателя политропы, что необходимо для стандартных методик расчета компрессоров. Вместе с этим полученные показатели политропы (рис. 2.17) свидетельствуют о высокой степени изотермичности процесса в сильфоне, что предопределяет термодинамическое совершенство компрессора.

## ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАРУЖНОЙ ПОЛОСТИ СИЛЬФОНА

Отдельным случаем использования сильфона может быть его применение совместно с гидроприводом, когда жесткая кинематическая связь с механизмом отсутствует, а осевая деформация сильфона осуществляется воздействием несжимаемой жидкости.

Энергетические затраты в гидроприводе сильфона будут определяться потерями давления в гидравлической камере, потерями на трение в плунжере, клапанах, фильтрах и других элементах.

Основными составляющими гидропотерь, требующих изучения, будут потери в камере. Они обусловлены трением жидкости в межмембранных щелях сильфона и в кольцевом зазоре между наружными гофрами сильфона и стенками камеры, местными гидропотерями на поворот потока и смешение струй и динамическими потерями, обусловленными инерционностью жидкости.

Перед выбором методик расчета всех составляющих гидравлических сопротивлений необходимо провести анализ закономерностей течения жидкости, что позволит в соответствии с физической моделью составить математическое описание процессов и оценить уровень исследуемых величин, а также выявить динамику течения жидкости и другие особенности.

Все это позволит наметить направление и методы исследований и обеспечит проведение эксперимента с минимальными затратами.

### 3.1. Движение жидкости снаружи сильфона, параметры и характеристики течения

Как показывает опыт исследования сильфонных машин, гидропотери для газообразных рабочих тел можно не учитывать в инженерных расчетах. Однако для капельных жидкостей затраты мощности на прокачку рабочего тела будут весьма существенны. Этот случай для внутренней полости относится к насосам. Основным же использованием сильфона с капельно-жидким рабочим телом будет его применение в сильфонном компрессоре с гидроприводом (рис. 3.1). Гидравлические сопротивления здесь будут проявляться снаружи сильфона в межмембранных щелях и зазоре между сильфоном и стенками камеры.

Внешняя полость сильфона образована условной боковой поверхностью внешнего диаметра и коническими межмембранными круговыми щелями. Для удобства расчета можно принять плоскоконическую форму мембран, тогда расчетная схема сильфона будет соответствовать представленной на рис. 3.2.

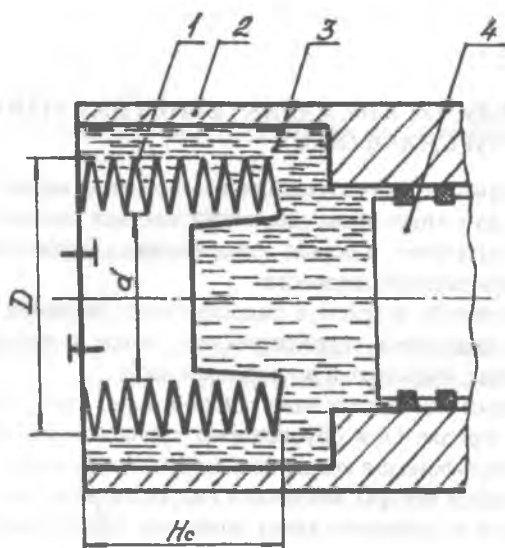


Рис. 3.1. Сифон в гидравлической камере: 1 – сифон; 2 – цилиндр; 3 – жидкость; 4 – плунжер

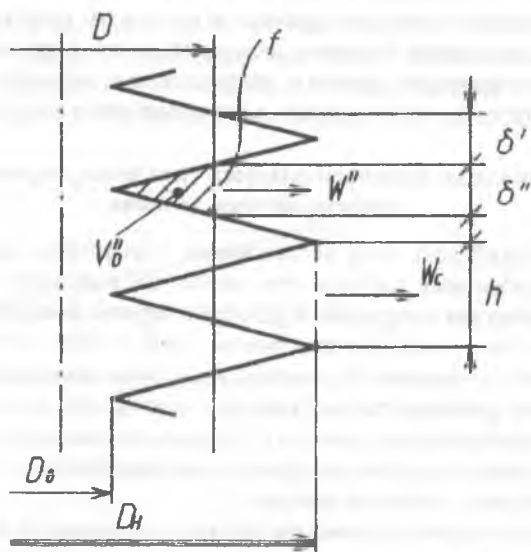


Рис. 3.2. Расчетная схема сифона



Для определения скорости движения жидкости в секциях примем следующие допущения:

- рабочая среда - несжимаемая жидкость;
- деформация межмембранной щели происходит симметрично относительно срединной плоскости;
- величина недоскладывания секции сальфона одинакова по всей длине щели (радиусу сальфона) и для всех секций сальфона.

Объем части секции, ограниченный текущим диаметром  $D$ , определится как разность объема цилиндра:

$$V_D = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \delta''$$

и части внутреннего объема секции сальфона:

$$V_D' = \frac{\pi}{12} (D^2 + D \cdot D_B + D_B^2) \cdot \delta''$$

Вытесняемый из внешних секций на текущем диаметре  $D$  объем жидкости будет:

$$V_D'' = V_D - V_D' = \frac{\pi}{12} (2D^2 + D \cdot D_B - D_B^2) \cdot \delta'' \quad (3.1)$$

Учитывая, что текущая высота щели

$$\delta'' = h \cdot \frac{D - D_H}{D_H \cdot D_B}, \text{ где } h = \frac{H + H_H}{N_C},$$

определяется ходом сальфона  $H$ , величиной недоскладывания  $H_H$  и числом секций  $N_C$ , получаем следующее соотношение:

$$V_D'' = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{(D - D_g)^2 \cdot (2D + D_g)}{(D_H - D_g)} \cdot \frac{(H + H_H)}{N_C} \quad (3.2)$$

Площадь сечения круговой щели, через которую происходит истечение на текущем диаметре  $D$ , будет:

$$f'' = \pi \cdot D \cdot \delta'' = \pi \cdot D \cdot \frac{(D - D_g)}{(D_H - D_g)} \cdot h$$

Учитывая временную зависимость, выражение для секундного объемного расхода примет вид

$$V_D'' = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{(D - D_g)^2 \cdot (2 \cdot D + D_g)}{(D_H - D_g) \cdot N_C} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (3.3)$$

а радиальная скорость потока на диаметре  $D$  выразится:

$$W'' = \frac{V_D'}{f''} = \frac{(D - D_0) \cdot (2 \cdot D + D_0)}{12 \cdot D_n \cdot (H + H_n)} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (3.4)$$

Так как габаритным конструктивным параметром будет являться наружный диаметр  $D_n$ , то, если ввести понятие относительного диаметра

$$\alpha = \frac{D_0}{D_n},$$

$$W'' = \frac{(D - \alpha \cdot D_n)(2 \cdot D + \alpha \cdot D_n)}{12 \cdot D \cdot (H + H_n)} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (3.5)$$

Текущий объемный расход из всей секции будет

$$V_c = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{(D_n - D_0) \cdot (2 \cdot D_n - D_0)}{N_c} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (3.6)$$

а скорость на выходе из секции:

$$W_c = \frac{V_c}{f_c} = \frac{(D_n - D_0) \cdot (2 \cdot D_n + D_0)}{12 \cdot D_n \cdot (H + H_n)} \cdot \frac{dH}{d\tau} \quad (3.7)$$

Если обозначить через

$$F_{\text{экв}} = \frac{\pi}{12} \cdot (D_n - D_0) \cdot (2 \cdot D_n + D_0),$$

то эта величина будет иметь смысл площади сечения эквивалентного цилиндра, из которого вытесняется объем  $V_c$  при ходе  $dH$  за время  $d\tau$ .

Так, например, для кривошипно-шатунного механизма привода

$$H = R \cdot \left[ (1 - \cos \phi) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos 2\phi) \right];$$

$$\frac{dH}{d\tau} = \omega \cdot R_x \cdot \left( \sin \phi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\phi \right);$$

$$W'' = \frac{(D - \alpha \cdot D_n) \cdot (2 \cdot D + \alpha \cdot D_n)}{12 \cdot D \cdot (H + H_n)} \cdot \omega \cdot R_x \cdot \left( \sin \phi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\phi \right).$$

Таким образом, скорость течения в секциях при заданном механизме привода зависит только от геометрии сильфона и частоты складывания. На рис. 3.3 и 3.4 приведены графики скорости течения в секции силь-

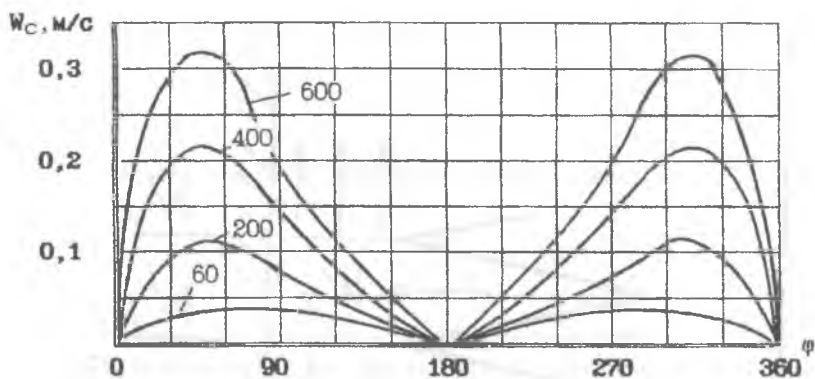


Рис. 3.3. Скорость на выходе из секции сиффона по углу поворота привода при различных частотах складывания (1/мин)

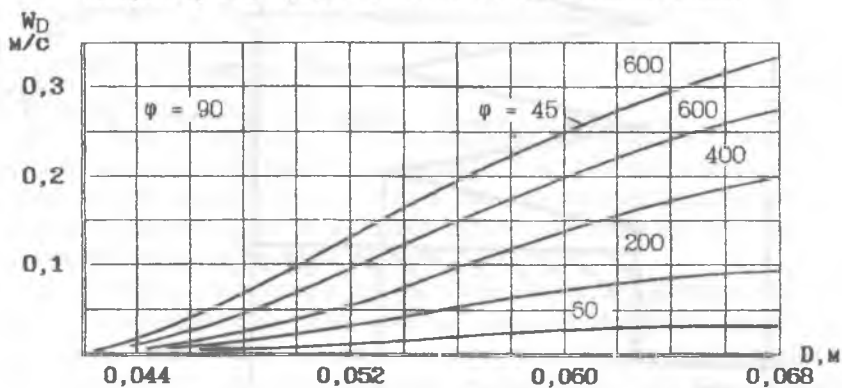


Рис. 3.4. Скорость в секции по длине канала (диаметру сиффона  $D$ ) при различных частотах складывания (1/мин)

фона в зависимости от частоты складывания (сиффон 70 x 40, число секций 47, ход 80 мм).

При размещении сиффона в гидравлической камере между боковой гофрированной поверхностью и стенками камеры образуется кольцевой канал, в котором жидкость после выхода из секции делает поворот на  $90^\circ$  и движется в осевом направлении против движения сиффона (рис. 3.5).

Очевидно, что выходная радиальная скорость из секций  $W_c$  будет одинаковой для каждой из них.

Осевая же скорость  $W_j$  в каждом перемещающемся по вертикали  $j$ -том сечении будет меняться как по осевой координате, так и по времени.

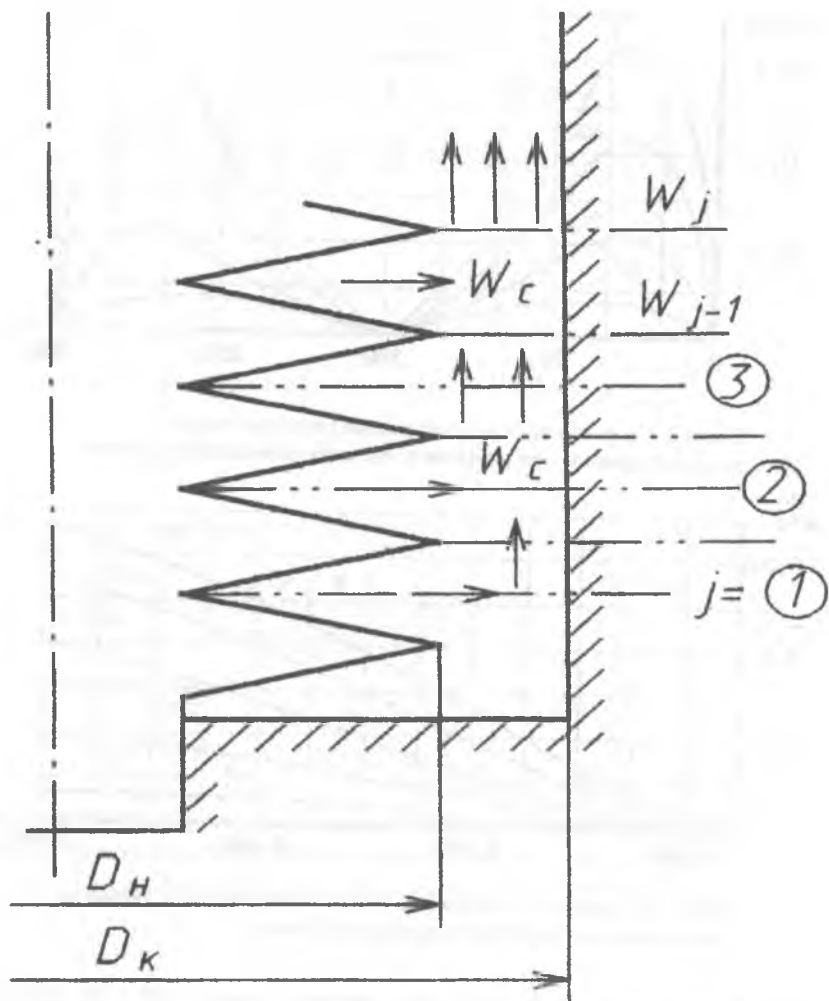


Рис. 3.5. Течение жидкости в гидравлической полости:  $W_c$  – скорость на выходе из секции;  $W_j$  – скорость в радиальном зазоре между сильфоном и стенками камеры

Кроме того,  $W_j$  будет менять направление в зависимости от фазы деформации сильфона.

Очевидно, что текущий расход через  $j$ -тое сечение будет:

$$G_j = G_c \cdot (j-1),$$

здесь  $G_c$  - текущий расход из секции.

Среднерасходная скорость  $W_j$  в рассматриваемый момент времени будет

$$W_j = \frac{G_j}{\rho \cdot f_k} = \frac{G_c \cdot (j-1)}{\rho \cdot f_k}, \text{ где } f_k = \frac{\pi \cdot (D_k^2 - D_n^2)}{4}. \quad (3.8)$$

Окончательно  $W_j$  можно представить в записи:

$$W_j = \frac{V_c \cdot (j-1)}{f_k} = \frac{\pi \cdot (2 \cdot D_n + D_g) \cdot (D_n - D_g)}{12 \cdot f_k \cdot N_c} \cdot \frac{dH}{d\tau}. \quad (3.9)$$

На рис. 3.6 представлены графики изменения скорости  $W_j$ .

Таким образом, можно заключить, что скорости течения жидкости у сиффона зависят от величины перемещения крышки сиффона (хода сиффона)  $H$ , частоты привода  $f$ , вида функции  $H = H(\tau)$ , размеров сиффона, а для радиальной кольцевой щели между сиффоном и стенкой камеры – от ее диаметра  $D_k$  и текущей координаты щели в осевом направлении.

Изучаемый микрокомпрессор с гидроприводом является относительно низкооборотным механизмом и предназначен для работы в диапазоне частот от 1 до 10 Гц.

Скорость течения жидкости, например, для сиффона 70x40x(2-0,08) и указанных значений частот не превышает 5 м/с. Однако знание абсолютных значений скоростей недостаточно для определения характера течения жидкости. Для решения поставленной задачи определим значения чисел  $Re$  в секциях сиффона и радиальной щели.

Вполне приемлемым для расчетов в качестве характерного размера для межмембранной щели является параметр величины зазора  $\delta$ . По аналогии с плоской щелью, где отношение характерного размера канала к его длине  $\delta < 10$ , эквивалентный диаметр канала будет  $2\delta$ . Тогда для межмембранной щели:

$$Re_D = \frac{W^* \cdot D \cdot 2\delta^*}{\nu} \quad (3.10)$$

и для выхода из секции

$$Re_c = \frac{W_c \cdot 2h}{\nu}. \quad (3.11)$$

Для кольцевой щели между сиффоном и стенкой камеры по принятому соотношению  $D_{экс} = 4F/\Pi$  характерный размер также составит величину двойного зазора, т.е.  $(D_k - D_n)$ , и следовательно

$$Re_j = \frac{W_j \cdot (D_k - D_n)}{\nu}. \quad (3.12)$$

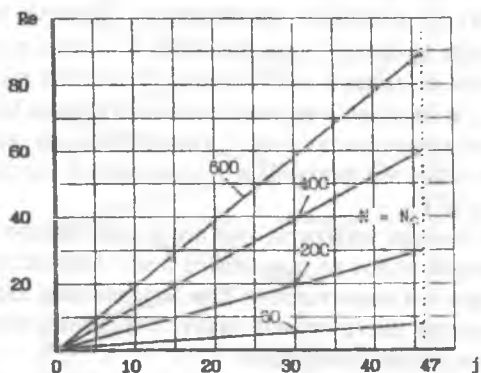
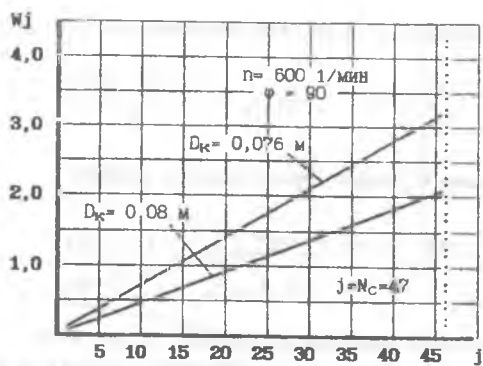


Рис. 3.6. Скорость жидкости и число  $Re$  ( $D_k=0,076$  м) в кольцевом канале у  $j$ -той секции сифона

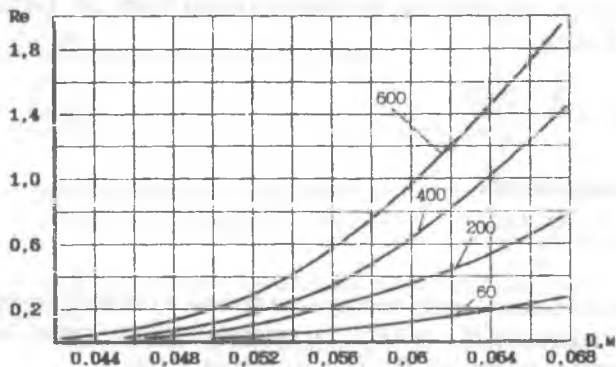


Рис. 3.7. Изменение числа  $Re$  в секции сифона при различных частотах складывания  $f = 1/\text{мин}$ ,  $\varphi = 90^\circ$

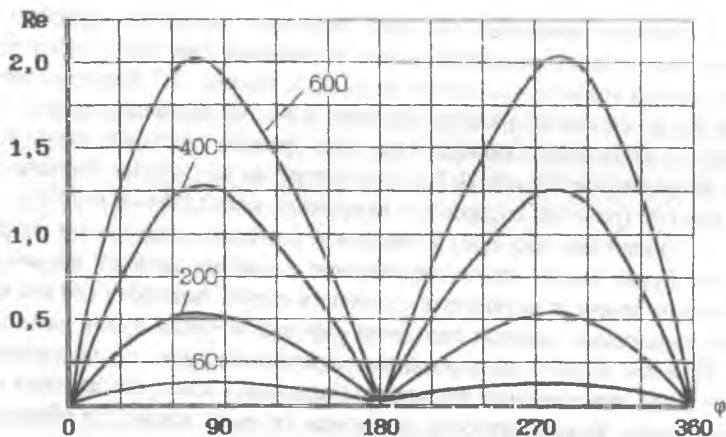


Рис. 3.8. Число  $Re$  на выходе из секции сильфона по фазе деформации при различных частотах складывания

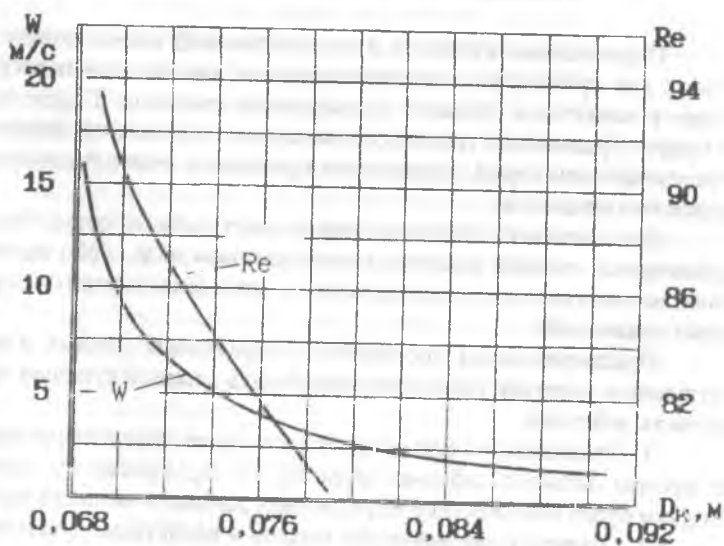


Рис. 3.9. Скорость и число  $Re$  на выходе из радиального зазора ( $j=47$ ) в зависимости от диаметра камеры  $D_k$ .  $n=600$  1/мин

Вполне очевидно, что при заданных частотном режиме работы гидропривода, ходе сильфона и его геометрии значение чисел  $Re$  будет определяться также и вязкостью жидкости. На рис. 3.7 показано изменение чисел  $Re$  в секции по радиусу, на рис. 3.8 – по времени, на рис. 3.9 – на выходе из кольцевого канала. Так, если уровень значений чисел  $Re$  в секциях не превышает 2 для 10 Гц, то в зазоре он на порядок больше и достигает  $Re=100$  (рабочая жидкость – вакуумное масло ВМ-4,  $t=20^{\circ}C$ ).

Очевидно, что если в секциях в условиях сомкнутого пограничного слоя будет иметь место ламинарное слоистое течение жидкости, то в кольцевом зазоре в результате смешения струй, поворота потока и воздействия подвижных кромок сильфона картина течения будет намного сложнее. Течение будет с интенсивным перемешиванием, но по уровню чисел  $Re \ll 2000$  такое течение нельзя рассматривать как турбулентное в классическом виде. Неадекватность характера течения жидкости общепринятым моделям накладывает особые требования к методологии решения задачи об определении гидрпотерь на сильфоне.

### 3.2. Методы определения гидравлических сопротивлений в сильфонной камере микрокомпрессора

Перемещение жидкости в гидравлической камере можно характеризовать как трехмерное, неустановившееся, циклически повторяющееся течение в замкнутом объеме с подвижными стенками. Гидросопротивления будут обусловлены трением, изменением направления движения жидкости, смешением струй, изменением проходных сечений каналов и инерционностью жидкости.

Для оценки гидрпотерь можно либо выбрать существующие для стационарных течений решения в интегральном виде, либо провести подробное математическое моделирование с решением системы дифференциальных уравнений.

Предварительная проработка литературных данных и анализ существующих методик позволили выработать нижеследующую последовательность действий.

1. Отыскивается или создается методика определения гидрпотерь для камеры большого объема, когда  $D_k \gg D_n$ . Критерием правильности методики будет соответствие ее расчетных данных с экспериментом.

2. Создается динамическая модель и расчетным путем оцениваются инерционные сопротивления.

3. Разрабатывается методика расчета гидрпотерь для камеры ограниченного объема при наличии кольцевого канала между сильфоном и стенками камеры. Критерием правильности методики будет совпадение ее расчетных данных с экспериментальными.



### 3.2.1. Определение потерь давления в секциях сальфона с использованием уравнения Бернулли

В общепринятом случае, исходя из уравнения энергии, потери давления определяются:

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2},$$

где коэффициент сопротивления

$$\xi = \frac{\Delta P}{\rho \cdot W^2 / 2} = \frac{2k_1}{\rho \cdot W} + \frac{2k_2}{\rho} = \frac{A}{Re} + k_3 \xi_{кв}. \quad (3.13)$$

Здесь  $A$  - постоянный коэффициент;  $\xi_{кв}$  принимается как коэффициент сопротивления для автомодельной области ( $Re \geq 10^4$ ).

Так как в общем случае

$$\Delta P = k_1 W + k_2 W^2,$$

то для  $Re < 25$  вторым членом можно пренебречь. При  $Re > 10^4$  можно пренебречь первым членом и принять  $k_2=1$ . В пределах  $25 < Re < 10^5$  коэффициент  $k_2$  может быть равным, большим или меньшим единицы.

Известно, что влияние числа  $Re$  проявляется при малых его значениях, что характерно для рассматриваемой задачи. Область его влияния с достаточной достоверностью ограничивается значениями  $Re \geq 10$  и касается наиболее распространенных и нескольких частных видов стационарных течений. В связи с этим выбор существующих рекомендаций и эмпирических коэффициентов для расчета гидросопротивлений будет в определенной степени приближенным.

Так, для рассматриваемой задачи примем следующие допущения:

- движение жидкости ламинарное;
- температура жидкости постоянна;
- течение квазистационарное;
- канал - плоская щель.

По соотношению Вейсбаха-Дарси

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}, \text{ где } \xi = \lambda \cdot \frac{1}{D_{эк}}; D_{эк} = 2 \cdot \delta,$$

причем коэффициент сопротивления  $\xi = A/Re$  выбирается по рекомендациям [22].

Для плоской щели при  $Re < 2000$

$$\lambda = \frac{96}{Re}.$$

Принимать в окончательном виде  $A = 96$  в расчетах плоских щелей бывает не всегда корректным, т.к. это предполагает использование такого эквивалентного гидравлического диаметра, как  $D_{жк} = 4F/\Pi$ , а это, в свою очередь, допустимо лишь в тех случаях, когда в канале размер пристеночного слоя мал по сравнению с сечением канала. В нашем же случае, при практически сомкнутом пограничном слое, для использования понятия  $D_{жк}$  возможно придется изменить величину  $A$  и уточнить ее с учетом экспериментальных данных.

Расчетная схема для определения потерь давления на трение в щели представлена на рис. 3.10. Здесь щель длиной  $l$  разбивается на " $n$ " участков по радиусу, и тогда длина каждого участка

$$\Delta l = \frac{l}{n} = \frac{(D_n - D_g)}{2 \cdot n}.$$

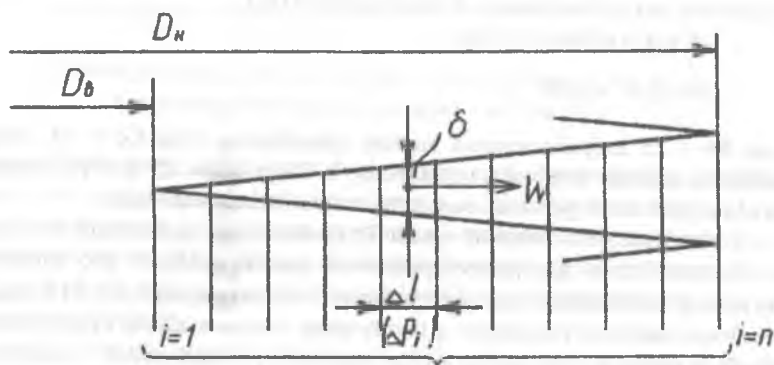


Рис. 3.10. Расчетная схема для определения потерь давления в секции сиффона

В пределах каждого из этих участков определяется текущее значение среднерасходной скорости по соотношению (3.4) из параграфа 3.1.

$$W^n = \frac{(D - D_g) \cdot (2D + D_g)}{12 \cdot D_n \cdot (H + H_n)} \cdot \frac{dH}{d\tau}$$

и далее  $Re = W \cdot 2\delta / \nu$ , где локальное по радиусу (длине щели) значение зазора:

$$\delta^n = h \frac{(D - D_g)}{(D_n - D_g)} \quad \text{и соответственно} \quad Re = \frac{(D - D_g) \cdot (2 \cdot D + D_g)}{6 \cdot \nu \cdot D \cdot (D_n - D_g) \cdot N_c} \cdot \frac{dH}{d\tau}$$

Тогда коэффициент сопротивления трения определится

$$\xi = \frac{\Delta l}{2\delta} \cdot \lambda = \frac{\Delta l}{2\delta} \cdot \frac{96}{Re}$$

Если раскрыть в этом выражении Re, то:

$$\xi = \frac{48 \cdot \Delta l \cdot \nu}{\delta^2 \cdot W},$$

откуда следует, что сильное влияние  $\delta$  может привести к резкому возрастанию  $\xi$ , т.е. при  $\delta \rightarrow 0$ ,  $\xi \rightarrow \infty$  особенно в начале секции. Физически это объяснимо, но вместе с этим нужно учесть, что случай  $\delta \rightarrow 0$  будет совпадать с моментом складывания сильфона, когда скорость жидкости  $W \rightarrow 0$  и движение прекращается.

Для того чтобы решение задачи соответствовало модели плоской щели, необходимо выполнение условия  $l/\delta > 10$  или  $l > 10 \cdot \delta$ .

Так как минимальный зазор в щели определяется величиной недоскладывания  $h_n = H_w/N_c$ , то число участков разбивки щели, определяемое как

$$n < \frac{(D_H - D_B) \cdot N_c}{10 \cdot H_w},$$

может оказать существенное влияние на численные значения искомым коэффициентов сопротивления  $\xi$ , что необходимо проверить.

Потери давления на участке щели  $\Delta l$  будут:

$$\Delta P_i = \xi \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2} = \frac{\Delta l}{\delta_i} \cdot \frac{96}{\text{Re}_i} \cdot \frac{\rho \cdot W_i^2}{2}. \quad (3.14)$$

Однако общий перепад давления для всей щели (секции) в данный момент времени не может определиться суммой:

$$\Delta p_c = \sum_{i=1}^n \Delta p_i.$$

Это можно пояснить следующим. Энергетически мощность  $N_i$  на перемещение жидкости на участке  $\Delta l$  будет определяться не только  $\Delta p_i$ , но и расходом  $V_i$ :

$$N_i = \Delta p_i \cdot V_i.$$

Суммарная мощность для перемещения жидкости по всей щели будет:

$$N_{щ} = \sum_{i=1}^n N_i = \sum_{i=1}^n (\Delta p_i \cdot V_i). \quad (3.15)$$

Очевидно, что в рассматриваемый момент времени значения объемных расходов на каждом участке  $\Delta l$ , будут различны, причем  $V_i$  не аддитивные величины и в сумме они дадут значение, намного превышающее расход из секции  $V_c$ , что физически не соответствовало бы  $\Delta p_c$ , определенное суммарной  $\Delta p_c$ . А если текущее значение мощности  $N_{щ}$  разделить на текущее значение объемного расхода из секции, то величина  $\Delta p_c = N_{щ} / V_c$  будет условным перепадом давления, соответствующим затратам мощности  $N_{щ}$  на трение в щели, но не будет соответствовать таковому, измеренному в эксперименте, если это было бы возможно.

Исходя из вышеизложенного, правильнее было бы в расчетах по соотношению Дарси использовать средние по длине щели параметры: скорость  $\bar{W}$ , размер щели  $\bar{\delta}$  при полной длине  $l = (D_n - D_d) / 2$ . Это тоже приближенно, но при теоретическом или экспериментальном уточнении коэффициента  $A$  это будет приемлемо и удобно для инженерных расчетов.

Теоретическому уточнению этого коэффициента и посвящен следующий раздел.

### 3.2.2. Определение потерь давления в секциях сиффона как в щелевом канале с подвижными стенками

Движение жидкости в секциях сиффона значительно отличается от такового в каналах с движением стенки в своей плоскости или от обычного случая течения в плоской щели. Действительно, в сквозных проточных каналах движение одномерно, а скорость изменяется от нуля на стенке до максимального значения в соответствии с законом распределения.

В нашем случае заполнение и опорожнение секции осуществляется за счет схлопывания стенок, при этом течение жидкости двумерное с поперечной составляющей скорости.

Рассмотрим плоский щелевой канал (рис. 3.11).

Допущения: движение образующих канал стенок происходит симметрично относительно срединной плоскости, жидкость несжимаема, вязкая.

Подобные течения, но стационарные, рассмотрены в работах Г.Шлихтинга, например [37], а также в [9]

Движение жидкости описывается уравнением Навье-Стокса

$$\begin{aligned}
 W \frac{\partial W}{\partial x} + \frac{U}{\delta} \cdot \frac{\partial W}{\partial \xi} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \cdot \left( \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{1}{\delta^2} \cdot \frac{\partial^2 W}{\partial \xi^2} \right), \\
 W \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{U}{\delta} \cdot \frac{\partial U}{\partial \xi} &= -\frac{1}{\rho \cdot \delta} \cdot \frac{\partial P}{\partial \xi} + \nu \cdot \left( \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{1}{\delta^2} \cdot \frac{\partial^2 U}{\partial \xi^2} \right)
 \end{aligned} \tag{3.16}$$

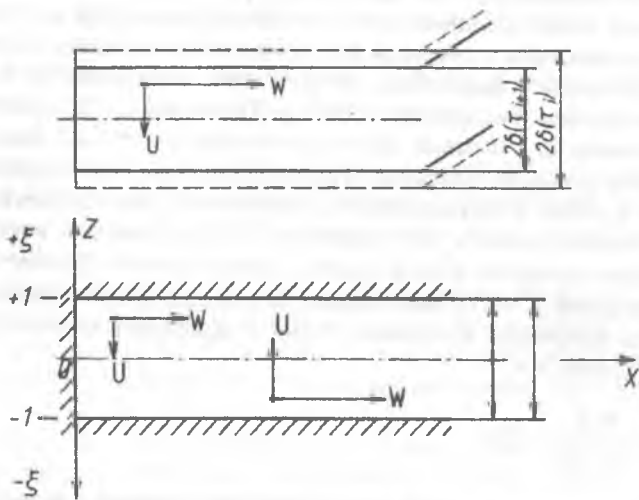


Рис. 3.11. К задаче разд. 3.2.2

и уравнением неразрывности:

$$\frac{\partial W}{\partial x} + \frac{1}{\delta} \cdot \frac{\partial U}{\partial \xi} = 0, \quad (3.17)$$

здесь  $\xi = z/\delta$  - безразмерная координата.

Граничные условия будут иметь вид

$$\begin{aligned} W(x, -1) = 0; \quad W(x, 1) = 0; \\ U(x, -1) = -U_c; \quad U(x, 1) = U_c. \end{aligned} \quad (3.18)$$

Здесь  $U_c$  - поперечная составляющая скорости на стенке. Решение системы уравнений (3.16, 3.17) с граничными условиями (3.18) имеет вид:

$$P(0, \xi) - P(\infty, \xi) = -\frac{k \cdot \rho \cdot v}{\delta^2} \left( W_{x=0} - \frac{U_c \cdot \xi^2}{2 \cdot \delta} \right), \quad (3.19)$$

где  $W_{x=0}$  - продольная скорость на входе в канал для сквозной щели в постановке Г. Шлихтинга.

В нашем случае  $W_x = 0$ , а параметр

$$k = \left( 3 - \frac{81}{35} \cdot \text{Re}' \right), \quad \text{где } \text{Re}' = \frac{U_c \cdot \delta}{\nu}. \quad (3.20)$$

$Re$  - число Рейнольдса для поперечной скорости  $U_c$ . Необходимо отметить, что  $U_c$  здесь является динамически значимым параметром для двухмерных течений, по аналогии с течением в каналах с проницаемыми стенками.

Величина  $k$  может быть любого знака в зависимости от фазы деформации секции (растяжение, сжатие). Уравнение (3.19) применимо при условии аналогии с плоской щелью и конечной величиной размера  $x$ . Однако работа сильфона привносит свои особенности, так величина  $2\delta$  изменяется во времени и по координате  $x$ , скорость  $U_c$  также переменна.

Можно принять, что уравнение (3.19) определяет перепад давления в секции сильфона лишь в одной временной точке. Для получения картины изменения  $P = P(\tau)$  необходимо принять допущения квазистационарности для выбранной временной точки и выполнить условие аналогии с плоской щелью, т.е.:

$$\frac{4 \cdot \delta}{D_n - D} < 0,1.$$

Подробное решение этой задачи представлено в монографии [28]. Результатом решения было получение значений коэффициентов  $A$  в комплексах для коэффициентов трения вида  $\lambda = A/Re$  для фазы сжатия сильфона  $\lambda_1$  и растяжения  $\lambda_2$ .

Оказалось, что при  $Re \rightarrow 0$  коэффициент "к" можно принять постоянным, не зависящим от фазы сжатия или растяжения. То есть  $\lambda_1 = \lambda_2 = 22/Re_c$ , где  $Re_c = W_c \cdot 2h/\nu$  - число Рейнольдса, определенное по параметрам выхода из щели.

Численное значение  $A_1$  близко к  $A = 24$ , что соответствует ламинарным течениям в плоских щелях [22] и подтверждает принятую аналогию. Коэффициент сопротивления по осредненным параметрам щели  $h = 0,05 \dots 2,5$  ( $h_{cp} = 1$  мм) можно найти как

$$\bar{\xi}_1 = \frac{A}{Re_c} \cdot \frac{D_n}{h}, \quad (3.21)$$

$$\Delta P = \frac{A}{Re_c} \cdot \frac{D_n}{h} \cdot \rho \frac{W_c^2}{2} \quad (3.22)$$

Тогда падение давления в щели также удобно подсчитывать по  $W_c$  и  $h$ , причем если формулу (3.22) представить через срезной размер щели  $\delta = h/2$  и среднюю скорость  $W = W_c/2$ , то для рассматриваемых типоразмеров сильфонов коэффициент  $A$  приближается к значению  $A \rightarrow 96$ , что соответствует формуле (3.14) Пуазейлевского течения.

Таким образом, расчет подтвердил отличие полученных и справочных данных и показал необходимость учета фазы деформации сиффона.

### 3.2.3. Определение потерь давления в зазоре между сиффоном и стенкой камеры

При рассмотрении картины течения жидкости в гидравлической камере при осевой деформации сиффона можно представить это течение как слияние и разделение потоков в приточных или вытяжных патрубках-тройниках коллектора.

Коллектором будет являться наружный кольцевой канал, образованный внешней условной боковой поверхностью сиффона и стенками камеры, а роль патрубков выполняют полости секций сиффона рис. 3.5. При сжатии сиффона патрубки работают как вытяжные, а при растяжении как приточные.

Особенностью рассматриваемого здесь случая в отличие от известных и хорошо изученных [22] является нестационарность течения жидкости, изменение во времени проходных сечений секций (патрубков) и длины коллектора, а также малые значения чисел  $Re$ . В связи с отмеченным выше решение этой задачи для сиффона требует особого подхода и своей постановки.

Как следует из данных раздела, выходная скорость  $W_c$  для всех секций одинакова и зависит только от времени. Скорость в кольцевом канале-коллекторе меняется как по времени, так и по тракту вдоль него. Причем в пределах участка выходного сечения секции от  $j$  до  $j+1$  скорость меняется по времени, а при переходе к следующему участку  $W_j$  скачкообразно изменяет свою величину, которая уменьшается или увеличивается в число раз, соответствующее номеру секции.

Выходное сечение секции изменяется по времени и зависит от текущего значения высоты  $h$ :

$$f_c = \pi \cdot D_H \cdot h = \pi \cdot D_H \frac{H + H_H}{N_c}.$$

Проходное сечение кольцевого канала (коллектора) является постоянной величиной:

$$f_k = \pi \frac{D_k^2 - D_H^2}{4}.$$

Угол тройника (слияния потоков)  $\alpha = 90^\circ$ . Коэффициенты сопротивления тройников зависят от соотношения сечений каналов  $f_c/f_k$  и соответственно расходов  $G_c/G_k$  или скоростей  $W_c/W_j$ , а также от угла ответвления  $\alpha$  и в значительной мере от характера работы тройника, т.е. течения со

слиянием (вытяжной тройник) или с разделением потока (приточный тройник).

Для фазы складывания сильфона, когда секция работает как вытяжной тройник, вследствие того, что  $W_{j+1} > W_j$ , коэффициент сопротивления

$$\xi_j = \frac{\Delta P}{\rho \cdot W_{j+1}^2 / 2}$$

должен быть больше нуля, т.е. в коллекторе струя с большей скоростью теряет часть кинетической энергии, передавая ее струе, движущейся с меньшей скоростью.

Для канала секции знак  $\Delta P$  может меняться в зависимости от отношения  $W_c/W_j$ . Так, если  $W_c < W_j$ , то  $\Delta P_c$  и соответственно коэффициент сопротивления в секции  $\xi_j$  могут иметь отрицательные значения.

В период растяжения сильфона, когда секция работает как приточный тройник, могут быть также случаи, когда при некотором соотношении расходов  $G_c/G_j$  коэффициент сопротивления коллектора может быть отрицательным, т.е. энергия потока возрастает. Это может объясняться вынужденным отсосом из боковых патрубков.

Таким образом, возрастание энергии в коллекторе сопровождается увеличением потерь в секциях, так что течение в целом сопровождается невозполнимыми потерями давления.

Примем во внимание, что текущий объем секции

$$V_c = F_{экс} \cdot h.$$

При проведении расчетов за скорость в патрубке (секции) будем принимать не среднерасходную скорость для всей секции (в известной методике [22] для стационарных течений она постоянна и не меняется по длине патрубка), а выходную скорость  $W_c$  из секции, что также будет являться отличием от известных случаев.

$$W_c = \frac{dV_c}{d\tau} \cdot f_c.$$

В методике введены скорости на входе и выходе для  $j$ -го участка, соотношения скоростей на входе и выходе, определены числа  $Re$ , рассчитаны коэффициенты сопротивления для каждой  $j$ -й секции. учтены фазы сжатия (вытяжной тройник) и растяжения (приточный тройник), выявлены раздельно коэффициенты сопротивления как межмембранной щели, так и кольцевого канала (коллектора).

Все это дало возможность для каждого момента времени, для каждой из фаз деформации сильфона определить коэффициенты сопротивле-



ния  $\xi_c$  секции и  $\xi_{kj}$  канала, каждого  $j$ -го тройника:

$$\xi_{0-180^\circ} = G_c / G_j \cdot \xi_{cj} + G_j + 1 / G_j \cdot \xi_{kj}, \quad (3.23)$$

$$\xi_{180-360^\circ} = G_c / G_j + 1 \cdot \xi_{cj} + G_j / G_j + 1 \cdot \xi_{kj}. \quad (3.24)$$

Найденные таким образом численные значения коэффициентов сопротивления дают возможность вычислить текущие гидравлические сопротивления в секциях и на  $j$ -м участке кольцевого канала:

$$\Delta P_{cj} = \xi_{cj} \cdot \frac{\rho \cdot W_c^2}{2}, \quad \Delta P_{kj} = \xi_{kj} \cdot \frac{\rho \cdot W_j^2}{2}$$

и общее гидравлическое сопротивление  $j$ -го тройника (секция - канал):

$$\Delta P_j = \xi_{\phi_n - \phi_k} \cdot \frac{\rho \cdot W_j^2}{2}. \quad (3.25)$$

Сумма всех перепадов давления  $\Delta P_{kj}$  будет характеризовать измеряемую в эксперименте (см. раздел 3.3) разность давлений над сильфоном и под сильфоном в данный момент времени:

$$\Delta P = \sum_{j=1}^{N_c} \Delta P_{kj}.$$

Этот параметр в эксперименте может служить критерием соответствия физической и теоретической модели. Однако для энергетического анализа, т.е. оценки затрат мощности, возможно использовать только  $\Delta P_j$ . Эта величина, помноженная на  $dV/d\tau$  (объемный расход из секции), даст значение затрат мощности на преодоление сопротивлений  $j$ -того тройника:

$$N_j = \Delta P_j \cdot \frac{dV}{d\tau}. \quad (3.26)$$

Общее суммарное значение затрат мощности для всего сильфона в данный момент времени определится как

$$N_c = \sum_{j=1}^{N_c} N_j. \quad (3.27)$$

Зависимость  $N_c = N_c(\varphi)$  (рис 3.19) после интегрирования по времени сопоставляется с индикаторной мощностью гидравлической полости, полученной экспериментально, и делаются выводы о применимости данной методики расчета гидропотерь при наличии влияния кольцевого канала.

### 3.2.4. Динамическое давление в гидравлической камере

Инерционные гидрпотери не часто рассматриваются в практических задачах, но могут являться теми видами сопротивлений, которые резко меняют баланс сил и затрудняют рассмотрение и анализ энергозатрат в целом. Предварительный анализ и методика определения динамических потерь давления представлены, например, в публикациях [13, 23]. Целью настоящего более полного расчета является определение текущего значения инерционного динамического гидравлического сопротивления жидкости  $\Delta P_{ин}$ , обусловленного ускорением (замедлением) массы жидкости, перемещаемой в гидравлической камере снаружи сиффона (рис. 3.12).

При деформации сиффона объем перемещаемой жидкости будет содержать в себе следующие части:

- вытесняемый из секций объем жидкости;
- объем жидкости, заключенный в радиальном кольцевом зазоре;
- объем жидкости, увлекаемый крышкой сиффона.

Путь движения жидкости будет следующим: жидкость вытесняется (выжимается стенками) из секций, далее она поворачивается и движется вдоль стенки камеры в кольцевом зазоре, причем скорость меняется не только по времени, но и по координате щели, после выхода из щели жидкость заполняет освобождающееся над крышкой сиффона пространство и отслеживает ее движение.

Если выделить из усилий, действующих на подвижную крышку, силу, обусловленную динамикой движения сиффона и жидкости (это будет сделано в разделе 3.3), то эта инерционная (динамическая) составляющая  $F_{ин}$  будет включать в себя следующие компоненты:

$$F_D = F_{кс} + F_{жс} + F_{дс} + F_{жк} + F_{жкс} \quad (3.28)$$

Вычисляться эти составляющие будут нижеследующим образом:

$F_{кс} = -m_k \cdot a_k$  - сила инерции подвижных частей сиффона;

$a_k = R_k \cdot \omega^2 (\cos \phi + \lambda \cdot \cos 2\phi)$  - ускорение крышки сиффона;

$m_k$  - масса крышки сиффона с присоединенной массой секций сиффона;

$F_{жс} = -m_{жс} \cdot a_k$  - сила инерции жидкости при перемещении ее вместе с секцией;

$m_{жс}$  - масса жидкости, заключенная во внешней полости секций сиффона;

$F_{дс} = -2/3 \cdot m_{жс} \cdot a_c$  - сила инерции жидкости при ее перемещении в радиальном направлении в секции;

$a_c = W_c \cdot R_k \cdot \omega^2 \cdot (\cos \phi + \lambda \cos 2\phi)$  - ускорение жидкости на выходе из секции;

$W_1 = (D_n - D_в) \cdot (2D_n + D_в) / (12 \cdot D_n \cdot H)$ ,

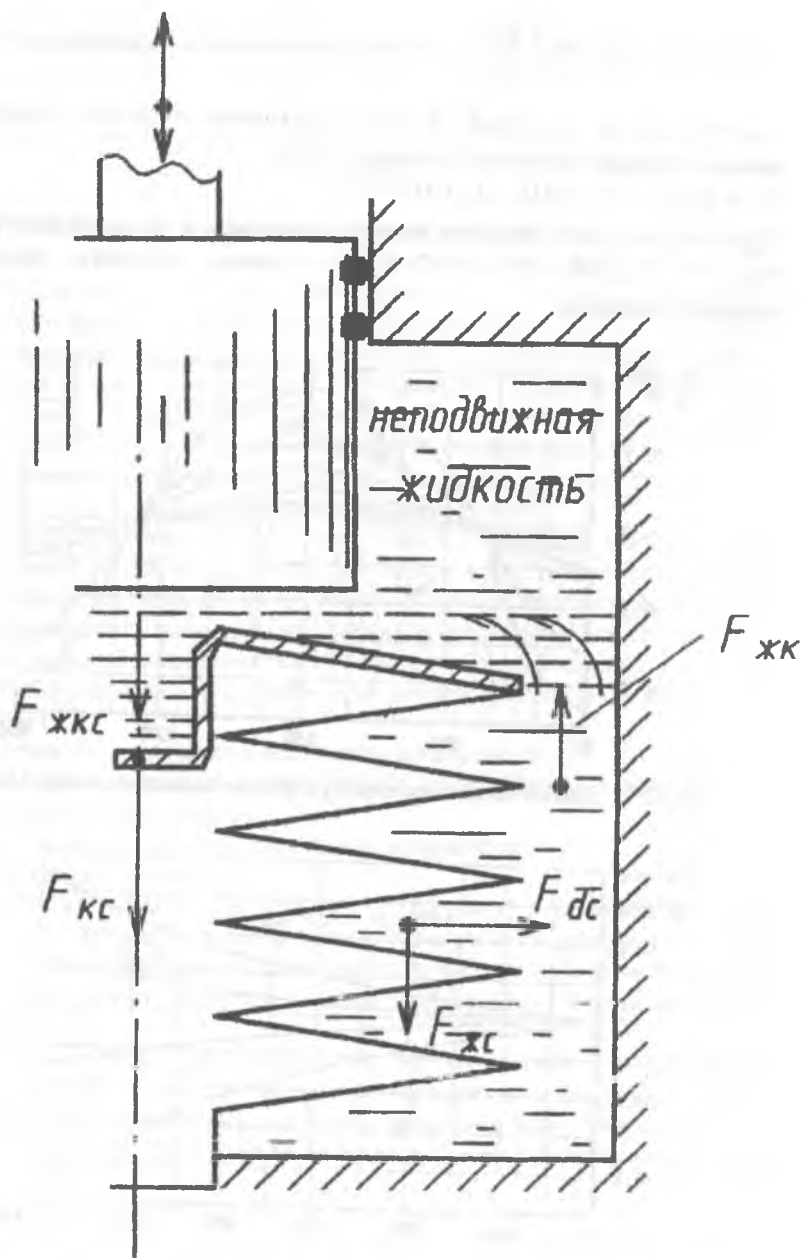


Рис. 3 12. Расчетная схема к определению динамического давления в гидравлической камере

$F_{жк} = -(m_{kj} \cdot a_{жк} / N_c) \cdot \sum_{j=1}^{N_c} j$  - сила инерции жидкости в радиальном канале;

$a_{жк} = W_2 \cdot R_k \cdot \omega^2 \cdot N_c \cdot (\cos \phi + \lambda \cos 2\phi)$  - ускорение жидкости на выходе из канала у крышки сиффона в сечении  $j = N_c$ ;

$W_2 = \pi \cdot (D_n - D_\theta) \cdot (2D_n + D_\theta) / (12 \cdot N_c)$ ;

$F_{жкк} = -m_{жк} \cdot a_k$  - сила инерции жидкости, увлекаемой крышкой сиффона;

$m_{жк} = \rho \cdot F_{жк} \cdot [2R_k - H] \cdot (H + 2 \cdot H_H)$  - масса жидкости, увлекаемая крышкой сиффона.

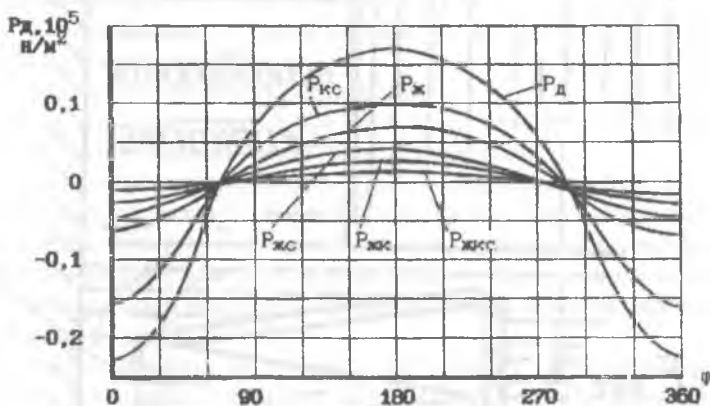


Рис. 3.13. Динамическое давление  $P_d$  и его составляющие,  $n=600$  1/мин

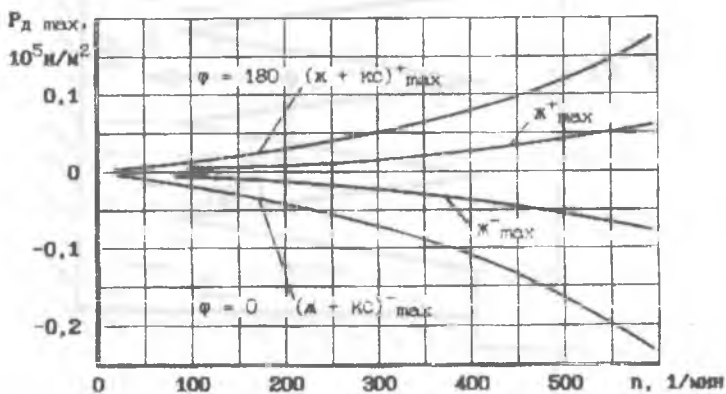


Рис. 3.14. Влияние частоты складывания сиффона на максимальные уровни динамического давления

На рис. 3.13, 3.14 представлены расчетные данные для инерционных сил в камере в условиях эксперимента исследуемого сальфона. Силы приведены к размерностям давлений и имеют ту же индексацию.

### 3.3. Экспериментальные исследования гидравлических потерь на сальфоне

Специфичность сальфона как объекта исследования и особенности его работы в условиях гидропривода потребовали предварительных оценочных экспериментов, которые были проведены на стенде по исследованию рабочего процесса сальфонного микрокомпрессора. Были проиндентифицированы внутренние и внешние полости сальфона (гидравлической камеры) при работе в режиме компрессора. Эксперименты показали, что перепад давления между гидравлической и газовой полостью имеет место; по времени он меняет знак и величину. Обработка осциллограммы в условиях компримирования не позволяла получить достаточно точные результаты, поэтому был проверен ряд экспериментальных методов.

Предварительные исследования позволили выбрать наиболее приемлемый метод определения потерь давления и модернизировать установку, что в комплексе позволило значительно снизить трудоемкость экспериментов и повысить точность определения искомых величин. На рис. 3.15 представлена схема экспериментального стенда. Стенд содержит:

- испытуемый сальфон в гидравлической камере, заполненной жидкостью (масло ВМ-4);
- электропривод с кривошипно-шатунным механизмом;
- плунжер, осуществляющий через жидкость воздействие на сальфон;
- системы управления стендом;
- системы замера, контроля и регистрации параметров;
- вспомогательные системы.

Сальфон установлен в камере с прозрачными стенками. Ограничитель хода обеспечивает заданную величину растяжения сальфона. В плунжере установлены клапаны, обеспечивающие выпуск избыточной порции жидкости при сжатии сальфона и впуск недостающей порции жидкости при растяжении.

Регулируемый электропривод с автоматической стабилизацией оборотов позволяет с высокой точностью поддерживать обороты (частоту складывания сальфона) и равномерность вращения вала. Привод состоит из электродвигателя 2ПБВ-100М с тиристорным устройством управления БТУ-3601.

Экспериментальный стенд обеспечивает:

- работу сальфона в гидравлической камере с различными значениями частоты складывания (0,1 ... 15 Гц) и стабильностью вращения по частоте и равномерности с точностью до 0,2 % ;

- визуализацию процесса деформации сифона;
- варьирование величиной хода плунжера и сифона в диапазоне 30...80 мм с дискретностью 10 мм;
- изменение величины радиального зазора между сифоном и стенкой камеры от 2 мм в сторону увеличения;
- изменение величины полноты складывания сифона;
- регистрирование путем осциллографирования давления внутри сифона и в гидравлической камере.

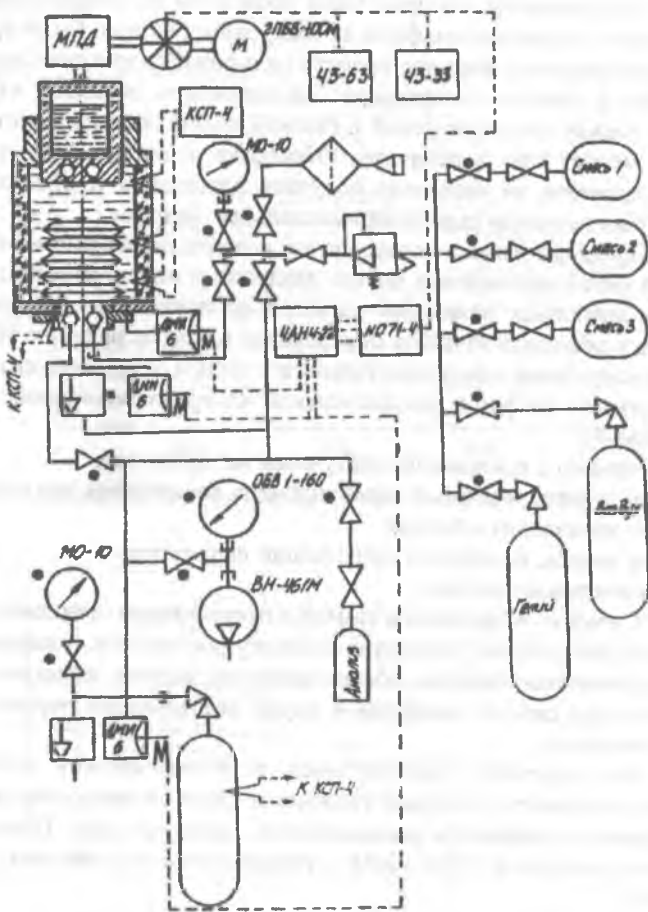


Рис. 3.15. Принципиальная схема стенда (к разд. 3.3 и 3.4)

Для исследования гидравлических потерь в гидроприводе стенд был модернизирован. От схемы, изображенной на рис. 3.15, он отличается отсутствием клапанов и наличием разомкнутой системы перепуска жидкости.

При таком исполнении стенд позволяет сиффону складываться и растягиваться без осуществления компрессорного цикла, т.к. внутренняя полость сиффона сообщается с атмосферой полным проходным сечением.

При планировании эксперимента были поставлены задачи:

- получить запись процесса изменения давления в гидравлической полости при различных частотах складывания сиффона;
- при этом исследовать влияние радиального зазора между сиффоном и стенкой камеры, хода сиффона и его полноты складывания.

Для исследования был выбран описанный в предыдущей главе сиффон с основными параметрами:

- наружный диаметр  $D_n = 70$  мм;
- внутренний диаметр  $D_e = 40$  мм;
- число секций  $N_c = 47$ ;
- высота сиффона в сложенном состоянии  $H_c = 40$  мм;
- максимальный ход  $H = 80$  мм.

Задаваемые параметры:

- $\delta_R = (D_k - D_n)/2$  - радиальный зазор между сиффоном и стенкой камеры;
- $H$  - ход сиффона;
- $f$  - частота процесса;
- $H_n$  - величина недоскладывания.

Определяемые величины:

- $P_e$  - текущее давление в камере над сиффоном;
- $P_n$  - текущее давление в камере под сиффоном;
- $\Delta P$  - текущий перепад давления;
- $\tau$  - время (частота) процесса;
- ВМТ, НМТ - положение верхней и нижней мертвых точек.

После проведения серии экспериментов по частоте в диапазоне  $f=0...10$  Гц менялся радиус кривошипа (ход сиффона  $H=80, 70, 60$  мм) и эксперимент повторялся. Изменение величины радиального зазора  $\delta_R$  осуществлялось при переборке установки. Корпус камеры, выполненный из оргстекла, протачивался по внутреннему диаметру, после чего установка собиралась и проводились следующие серии экспериментов. Радиальный зазор имел значения  $\delta_R = 2, 4, 6, 10, 30$  мм.

Для уменьшения затрат времени на эксперимент влияние недоскладывания было изучено только на максимальном ходе сиффона 80 мм. С этой же целью влияние хода сиффона оценивалось на максимальных в эксперименте оборотах 600 1/мин (10 Гц). Несмотря на значительное сокращение числа необходимых для обработки кадров осциллограммы, было получено достаточное количество экспериментальных точек по основным

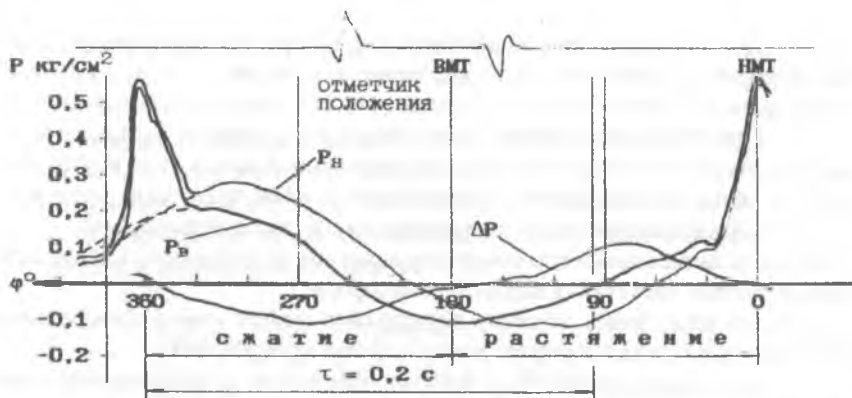


Рис. 3.16. Осциллограмма процесса изменения давления в гидравлической камере

характеристикам и обеспечена необходимая достоверность экспериментальных данных.

Непосредственным результатом экспериментов являются осциллограммы с записями процессов изменения давления в зонах замера. На рис.3.16 представлен вид осциллограммы с разметкой по углу поворота и шкалами давлений  $P$  и  $\Delta P$ . Анализ осциллограммы показывает следующее:

- резкие забросы давления в положении нижней мертвой точки (НМТ) объясняются нелинейностью упругой характеристики сильфона, т.е. значительным повышением собственной жесткости при складывании мембран;
- относительное расположение шлейфов  $P_v$  и  $P_n$  соответствует направлению движения жидкости, так при растяжении сильфона (0...180 градусов по углу поворота) давление сверху выше донного давления, и жидкость движется сверху вниз и заполняет полости секций, при сжатии сильфона донное давление выше и жидкость течет в сторону пониженного давления в верхнюю, освобождаемую сильфоном часть камеры;
- практически нулевой перепад давления  $\Delta P$  в положениях ВМТ и НМТ подтверждает переход скорости движения сильфона через ноль, т.е. отсутствие движения жидкости и смену знака перепада давления;
- хорошее совпадение отмеченных выше характерных точек процесса со шлейфом отметчика положения свидетельствует о синхронном движении плунжера и сильфона;
- отрицательные (ниже атмосферного) значения давлений  $P_v$  и  $P_n$  объясняются перерастяжением сильфона, т.е. воздействием его отрицательной упругой силы при стремлении вернуться к нормальному, свободному состоянию.

Дальнейший анализ и обработка осциллограмм требует разработки специальной методики, что и представлено в следующем параграфе.



### 3.4. Гидропотери и энергозатраты в гидравлической камере с сифоном

Способ индикации гидравлической полости, реализованный в экспериментальной части исследований, позволяет получить одновременно как в целом энергетические характеристики в затратах мощности, так и гидравлические сопротивления на сифоне и в камере [14]. Энергозатраты на гидропотери в камере гидропривода определяются по индикаторным диаграммам путем свертки осциллограмм процесса в координаты  $P - V$  или  $P - H$ , рис. 3.17. В этом случае параметром изменяемого объема  $V$  является объем, освобождаемый сифоном при его деформации  $V = F_{\text{сф}} \cdot H$ , где  $H$  - текущий ход сифона.

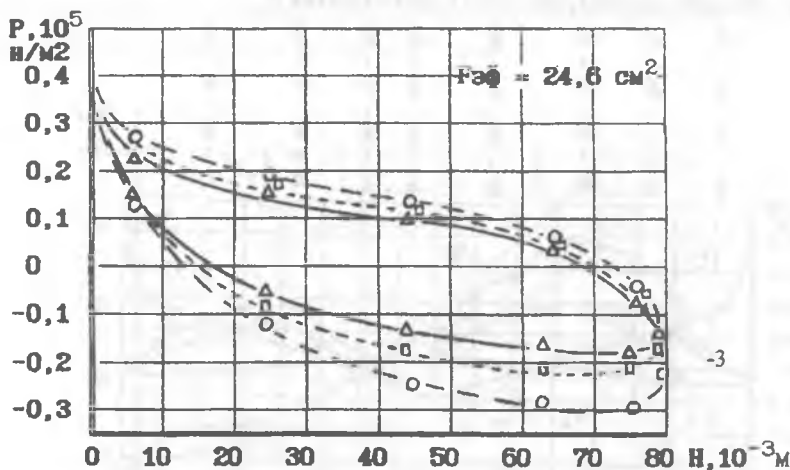


Рис. 3.17. Индикаторная циклограмма гидравлической полости

Следует отметить, что параметр  $P_s$  (измеряемое давление над сифоном) содержит в себе не только искомые гидравлические сопротивления, но также давление, обусловленное упругими силами сифона, и динамическое давление, обусловленное инерционными силами подвижных частей сифона и жидкости. В связи с этим ставится вопрос о правомочности планиметрирования циклограмм  $P - V$  для получения энергозатрат.

Нетрудно доказать, что работа сифона как пружины в периодически повторяющемся процессе сжатия-растяжения в интеграле без учета гистерезиса будет равна нулю. Суммарная работа инерционных сил (рис.3.13) в положительных и отрицательных областях также будет равна нулю. На осциллограмме  $P_s$  - это давление, которое воздействует на эффективную площадь  $F_{\text{сф}}$  сифона и осуществляет его осевую деформацию.  $P_n$  - донное давление косвенно оценивает перепад давления в кольце-

вой щели.  $\Delta P$  - перепад давления между дном и жидкостью над сильфоном дублирует показания  $P_e$  и  $P_n$  по перепаду и служит для оценки этого перепада и уточнения  $P_e$  в процессе обработки осциллограммы.

Следует отметить важное обстоятельство, заключающееся в том, что  $\Delta P$  не может характеризовать собственные гидротери в секциях сильфона и радиальной щели, так как этот параметр не относится к течению с постоянным по длине канала расходом  $G$ . Перепад  $\Delta P$  и давление  $P_n$  характеризуют уровень давления, которое может преодолеть элементарная струйка с расходом  $G_c$ , вытекающая из нижней секции сильфона на всем пути до верхней секции. При этом давление  $P_n$  может быть весьма значительным, так как генерируется условным поршнем (щелью секции сильфона) с усилием сжатия, превышающем усилие деформации сильфона в число раз, кратное числу секций  $N_c$ . Таким образом, основным достоверным энергетическим параметром здесь будет являться  $P_e$ .

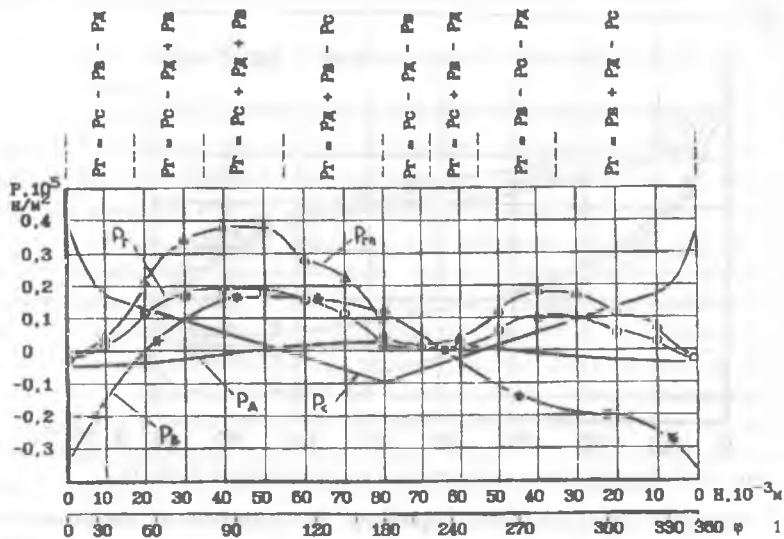


Рис. 3.18. Силы, действующие на сильфон по углу поворота привода (ходу сильфона):  $P_e$  - сила упругости сильфона;  $P_r$  - сила гидравлического сопротивления жидкости;  $P_s$  - сила инерции подвижных масс сильфона и жидкости;  $P_n$  - сила давления жидкости на сильфон (все силы приведены к эффективной площади сильфона и представлены в размерности давления). (Вверху - соотношение сил по фазам деформации сильфона)

На рис. 3.18 показано как изменяются силы инерции  $P_d$ , упругости сильфона  $P_e$  и индицируемое давление по ходу сильфона. Для удобства все они приведены к размерности давления, т.е. к эффективной площади  $F_{эф}$ .

Так, сила упругости сильфона  $P$  была экспериментально определена путем осциллографирования процесса на низкой частоте ( $f < 0,2$  Гц).

Для большей достоверности сиффон вне гидравлической камеры испытывался нагружением гириями со снятием его упругой характеристики  $F_c = F_c(x)$  по перемещению. Усилие на сиффон  $F_c$  делилось на его эффективную площадь  $F_{эф}$ , после чего эта характеристика в виде давления накладывалась на индикаторную характеристику жесткости. Расхождение между линиями жесткости, полученными гидравлическим и механическим способами, не превышало 2%, что свидетельствует, с одной стороны, о высокой точности индицирования и, с другой стороны, о соответствии диаметра плунжера эффективному диаметру сиффона.

Индикаторная диаграмма для простоты строилась также в координатах  $P_s - H$ . Размерность работы - Дж получалась после введения в масштаб площади диаграммы константы эффективной площади  $F_{эф}$ . На графиках рис. 3.19 представлены значения индикаторных гидравлических потерь мощности по оборотам привода при различных значениях диаметра гидравлической камеры (радиального зазора).

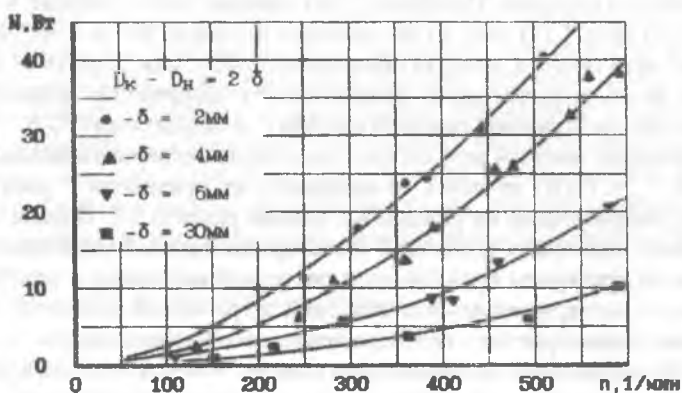


Рис. 3.19. Мощность гидравлических потерь в камере гидропривода

Другим способом обработки осциллограмм является метод сил. Он заключается в следующем. Так как давление в камере  $P_s$  определяется упругостью сиффона  $P_c$ , гидравлическим сопротивлением жидкости  $P_r$  и динамическими инерционными силами подвижных масс сиффона и жидкости  $P_D$  (все силы приведены к эффективной площади сиффона и представлены в размерностях давления), то очевидно, что разность (алгебраическая сумма) между измеряемым давлением в камере  $P_s$  и давлением, обусловленным упругостью сиффона  $P_c$ , будет характеризовать собой суммарное действие сил инерции и гидросопротивления:

$$P_s + P_c = P_D + P_r \quad (3.29)$$

Произведенный анализ графиков и последующая обработка показали, что тянущее усилие плунжера (фаза растяжения) при сопротивлении

на сиффоне создает отрицательный перепад давления в камере. В фазе сжатия сжимающее жидкость усилие плунжера при гидравлическом сопротивлении на сиффоне создает избыточное давление  $P_с$  в камере. Таким образом, если из суммарной силы  $P_с + P_д$  с учетом знака вычесть динамическую силу  $P_д$ , то можно в "чистом" виде получить силу гидравлического сопротивления  $P_г$ :

$$P_г = P_с + P_д - P_д. \quad (3.30)$$

Очевидно, что в фазе растяжения ( $75^\circ$  по углу поворота) искомое гидравлическое сопротивление будет на величину  $P_д$  больше, чем  $P_с + P_д$ , а при ходе 34...80 мм динамическое давление будет уменьшать суммарное давление  $P_с + P_д$ , что и учитывается при выявлении  $P_г$ . Аналогично проводят обработку процесса и на фазе сжатия сиффона (рис. 3.18).

Полученный экспериментальный график зависимости  $P_г = P_г(\varphi) = P_г(H)$  являет собой условную приведенную к эффективной площади сиффона суммарную силу сопротивления жидкости при ее перемещении в камере гидропривода сиффона. Интересно, что свертка этого графика в циклограмму  $P_г-H$  (рис.3.17) дает то же значение площади, что и  $P_с-H$ . Это подтверждает практически полную обратимость работ сил упругости и динамических сил и, следовательно, правомочность определения мощности гидропотерь непосредственной сверткой шлейфа  $P_с$  в циклограмму  $P_с-H$ .

Вторым важным результатом получения экспериментальных зависимостей  $P_г = P_г(H)$  является возможность их сравнения с расчетными данными, полученными по разным методикам раздела 3.2. Вполне очевидно, что факт наложения расчетной и экспериментальной зависимостей будет являться критерием правильности расчетной методики, а соответствие расчетных и экспериментальных значений затраченной мощности как интегральных характеристик - подтверждением этой правильности.

Из результатов экспериментов следует, что для течения в радиальном канале с достаточной достоверностью гидропотери будут рассчитываться по методу "тройников".

Для случая отсутствия влияния стенки камеры, когда  $(D_к/D_н) > 1,4$ , гидропотери с достаточной для практики точностью определяются по методике "плоской щели" (раздел 3.2.2).

Анализ показал, что "метод тройников" при отсутствии коллектора как бы вырождается в метод "плоской щели" для неограниченного объема камеры. Ранее подтверждением этому было, с одной стороны, практическая симметричность констант для фаз сжатия и растяжения сиффона в комплексах вида  $A/Re$  и, с другой стороны, совпадения подобранных на ЭВМ величин  $A$  теоретическими предпосылками.

В случае влияния стенки камеры, когда  $D_к/D_н < 1,2$ , найденные по методу тройников гидропотери ( $P_{гп}$ , рис. 3.18) практически точно совпадают для фазы растяжения и отличаются на 15% для фазы сжатия.

$$\xi_{сж} \approx \frac{150}{Re}; \quad \xi_p \approx \frac{30}{Re}$$

Интересно, что несимметричность здесь существенная и, несмотря на одинаковость чисел  $Re$  на входе–выходе из секции, в сходные моменты времени потери давления отличаются почти в два раза.

Следует особо отметить необходимость учета влияния вязкости жидкости в эксперименте и расчете. Стабильность температуры жидкости и ее достаточно точное измерение подтверждались хорошей повторяемостью функций  $P=P(\varphi)$ .

В расчетных методиках при численном моделировании изменение температуры жидкости на  $5^{\circ}C$  на уровне  $20^{\circ}C$  дает изменение вязкости на 20%, поэтому для численного моделирования каждого эксперимента в исходные данные вводилось "истинное" значение вязкости  $\nu$ , которое определялось по экспериментально полученной характеристике  $\nu=\nu(t)$ .

Следует добавить, что приведенная на рис. 3.18 кривая  $P_{ГП}$  требует особого пояснения. Особенность работы сиффона в условиях гидропривода заключается в том, что объем, освобождаемый сиффоном при деформации (равный объему, описываемому плунжером), в общем случае не равен объему жидкости, вытесняемой из внешних полостей. Объем камеры меняется, а объем жидкости в камере остается постоянным. В пределе, когда  $D_B \rightarrow D_H$  и сиффон вырождается в цилиндр, расход из внешних полостей секций сиффона стремится к нулю. В связи с этим, с одной стороны, сила  $P_G$  как сила результирующая (без выяснения причин) гидравлического сопротивления сиффона – это сила, которая приходит через жидкость на плунжер.

Мощность гидравлических потерь:

$$N_G = \int P_G \cdot dV'_c/d\tau \quad (3.31)$$

определяется по изменению объема камеры  $dV_k$ , освобождаемого сиффоном  $dV_c$ , но, с другой стороны, сила  $P_{ГП}$  как сила непосредственно трения перемещаемой в камере жидкости характеризует ту же затраченную мощность, но через расход жидкости  $dV_c''/d\tau$  из внешних секций сиффона.

$$N_G = \sum P_{ГП} \cdot dV_c''/d\tau \quad (3.32)$$

В нашем случае расход из внешних секций сиффона  $dV_c'' < dV_c'$  и поэтому  $P_{ГП} > P_G$ . Эти величины соотносятся между собой через эффективную и эквивалентную площадь сиффона:

$$\frac{P_{ГП}}{P_G} = \frac{F_{эк}}{F_{эф}} \quad (3.33)$$

## СИЛЬФОННЫЕ ТЕПЛОВЫЕ, ХОЛОДИЛЬНЫЕ И КОМПРИМУЮЩИЕ МАШИНЫ

### 4.1. Сильфонный двигатель внешнего подвода тепла (Стирлинг)

Являясь аналогом цилиндра в поршневом двигателе, сильфон не сможет обеспечить работу в условиях взрывного характера процесса сгорания. Действительно, загрязнение межмембранного пространства, большие обороты, распределение заряда по цилиндру – все это не приемлемо для сильфона. Очевидно, поэтому авторами настоящей монографии не было обнаружено аналогов и прототипов каких-либо двигателей именно с сильфонными рабочими полостями. Однако для двигателя с внешним подводом тепла (ДВПТ), к примеру, работающего по циклу Стирлинга, проблемы которого как раз и заключаются в подводе тепла, герметичности внутреннего контура и чистоте рабочего тела, использование сильфонов является весьма привлекательной идеей.

На рис.4.1 представлена простейшая схема сильфонного двигателя внешнего подвода тепла (СДВПТ). Тепло подводится к горячему сильфону в камере подогрева, отводится от холодного сильфона в камере охлаждения. Между полостями установлен генератор, рабочий объем заполнен газом (гелием), сдвиг фаз обеспечивается смещением кривошипов колен вала по углу поворота.

Очевидные преимущества сильфонов для ДВПТ тем не менее потребовали количественных оценок.

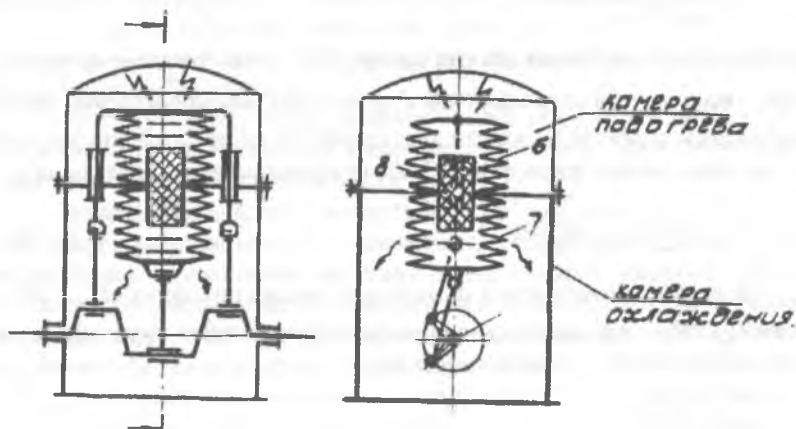


Рис. 4.1. Схема сильфонного двигателя внешнего подвода тепла

Широко распространенная методика расчета рабочего процесса первого уровня (известная как изотермическая методика Шмидта) [36] обеспечивает степень достоверности в 30% и не учитывает конструктивные особенности машины. Поэтому была создана математическая модель расчета рабочего процесса СДВПТ и методика третьего уровня. Она основана на применении уравнения энергии для переменной массы рабочего тела:

$$dQ + dI = dU + P \cdot dV. \quad (4.1)$$

Это уравнение составлялось для каждой из рабочих полостей СДВПТ (рис.4.2), после чего оно представлялось в дифференциальной форме и записывалось для каждой фазы перемещения рабочего тела в следующем виде:

натекание в горячую полость  $-dm_z > 0$

$$\frac{dT_z}{d\tau} = \left( \frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{d\tau} + \frac{1}{V_z} \cdot \frac{dV_z}{d\tau} \right) \cdot T_z - \left( \frac{1}{V_z} \cdot \frac{dV_z}{d\tau} + \frac{1}{k \cdot P} \cdot \frac{dP}{d\tau} - \frac{(k-1) \cdot \bar{k}_z \cdot T_{zn} \cdot F_{cz}}{k \cdot P \cdot V_z} \right) \cdot x \cdot \frac{T_z^2}{T_{pc}} - \frac{(k-1) \cdot \bar{k}_z \cdot F_{cz}}{k \cdot P \cdot V_z} \cdot \frac{T_z^3}{T_{pc}}, \quad (4.2)$$

истечение из горячей полости  $dm_z < 0$

$$\frac{dT_z}{d\tau} = \frac{k-1}{k} \left[ \left( \frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{d\tau} + \frac{\bar{k}_z \cdot T_{zn} \cdot F_{cz}}{P \cdot V_z} \right) \cdot T_z - \frac{\bar{k}_z \cdot F_{cz}}{P \cdot V_z} \cdot T_z^2 \right], \quad (4.3)$$

для натекания в холодную полость  $-dm_x > 0$  и истечения из холодной полости  $-dm_x < 0$ , в уравнениях (4.2) и (4.3) индекс "z" меняется на "x".

В этих уравнениях объемы  $V_z$  и  $V_x$  задавались как функции угла поворота с учетом кинематики приводного механизма, текущие коэффициенты теплопередачи  $\bar{k}_z$  и  $\bar{k}_x$  подсчитывались по локальным коэффициентам теплоотдачи (см. раздел 2.2) с последующим осреднением по поверхности. Теплофизические свойства рабочего тела вводились с учетом текущих параметров состояния  $P$  и  $T$ . В представленном виде эти уравнения являют собой нелинейные дифференциальные уравнения первого порядка с правой частью, в которую входит параметр  $P$ , зависимый от обших функций  $T_z$  и  $T_x$ . Общее решение для таких уравнений не может быть найдено, а их дальнейшие преобразования делают их громоздкими. Поэтому решение этих уравнений осуществляется численными методами в конечных разностях на ЭВМ.

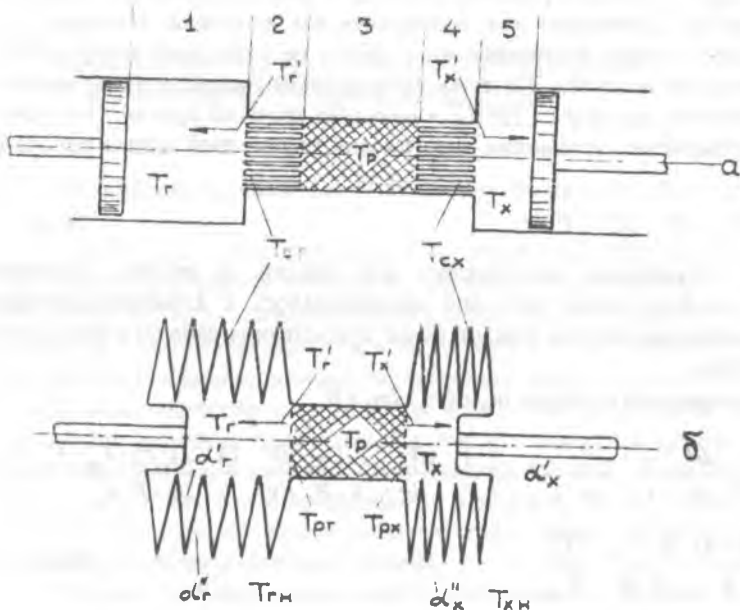


Рис. 4.2. Схема рабочих полостей (а) поршневой и (б) сифонной тепловой машины Стирлинга: 1 – горячая полость; 2 – нагреватель; 3 – регенератор; 4 – холодильник; 5 – холодная полость;  $T_r, T_x$  – температура рабочего тела в соответствующих полостях;  $T_p, T_{px}$  – температура рабочего тела крайних сечений регенератора;  $T'_r, T'_x$  – температура рабочего тела при натекании в полость;  $T_{гр}, T_{хн}$  – температура внешних теплоносителей;  $T_{cr}, T_{cx}$  – температура стенок теплообменников и сифонов;  $\alpha'_r, \alpha'_x, \alpha''_r, \alpha''_x$  – коэффициенты теплоотдачи внутри и снаружи сифонных полостей

В окончательном виде методика учитывала: динамику передачи тепла, КПД регенератора с учетом его несимметричности, перетечки тепла по корпусу и регенератору, влияние параметров рабочего тела на его теплофизические характеристики. Характеристики цикла: подведенное в цикл тепло  $Q_z$ , отведенное тепло  $Q_x$  и работа цикла  $L$  подсчитывались интегрированием за оборот в соответствии с теорией цикла Стирлинга:

$$Q_z = \oint P \cdot dV_r, \quad Q_x = \oint P \cdot dV_x, \quad L = \oint P \cdot dV, \quad \eta_i = \frac{L}{Q_z}$$

Полученные таким образом расчетные характеристики цикла сравнивались с данными по методике Шмидта. Результатом сравнения является зависимости, приведенные на рис. 4.3. Из их анализа следует, что



при приемлемых коэффициентах теплоотдачи снаружи сильфона  $\alpha^* = 60 - 80 \text{ Вт/м}^2\text{К}$  степень расхождения характеристик по сравнению с идеальной методикой не превышает в среднем 20%, в то время как методика первого уровня (изотермическая модель) дает расхождение в 50 – 70 %.

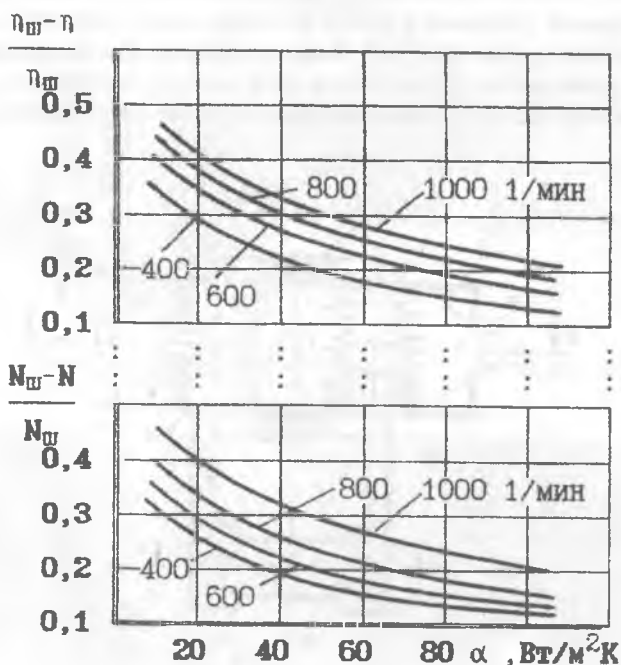


Рис. 4.3. Степень соответствия КПД и мощности  $N$  цикла сильфонного ДВПТ изотермической методике Шмидта

Этот факт свидетельствует, с одной стороны, о необходимости применения уточненных методик, а с другой – о высокой степени совершенства рабочего процесса в сильфонном ДВПТ по сравнению с поршневыми машинами.

С целью экспериментального подтверждения этих положений был изготовлен и исследован сильфонный двигатель [5]. Он был выполнен на четырех сильфонах по оппозитной схеме рис. 4.4. Такая конструкция позволила разгрузить механизм привода от давления заправки и улучшить пусковые качества СДВПТ. На рис. 4.5 и 4.6 представлены фотографии сильфонного модуля и сильфонных блоков двигателя, а на рис. 4.7 принципиальная схема системы стенда для исследования рабочего процесса СДВПТ. В эксперименте индицировалась рабочая полость, осуществлялась

запись температуры в крайних сечениях регенератора (малоинерционные датчики температуры - проволочные сопротивления, вольфрам 5 мкм), регистрировались температуры внешних теплоносителей (воздух) и другие параметры.

Результатом обработки экспериментов были индикаторные циклограммы горячей, холодной и общей полостей модуля двигателя (рис. 4.8) и характеристики цикла (рис. 4.9). Хорошие совпадения экспериментальных данных с расчетными подтверждает правильность методики и более высокое, чем в поршневых машинах, совершенство рабочего процесса.

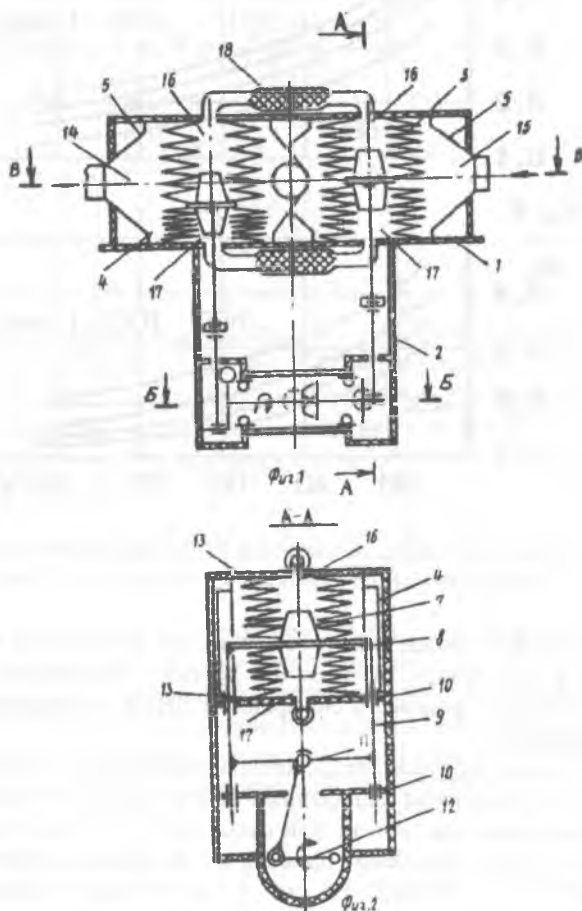


Рис. 4.4. Конструктивная схема экспериментального сильфонного ДВПТ, а с. 855241



Рис. 4.5. Модуль сильфонного ДВПТ (регенератор с датчиками давления)

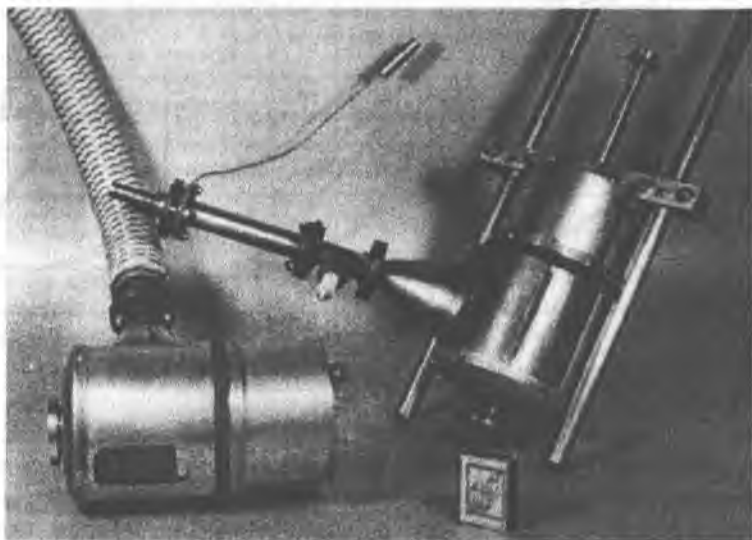


Рис. 4.6. Узлы сильфонного ДВПТ

Эксперименты проводились на сильфонах  $100 \times 30 \times 0,2$ . Индикаторная мощность модуля достигала 150 Вт (для двигателя 300 Вт). КПД цикла СДВПТ превышал для данных температур эффективность поршневого двигателя на 10...15 %.

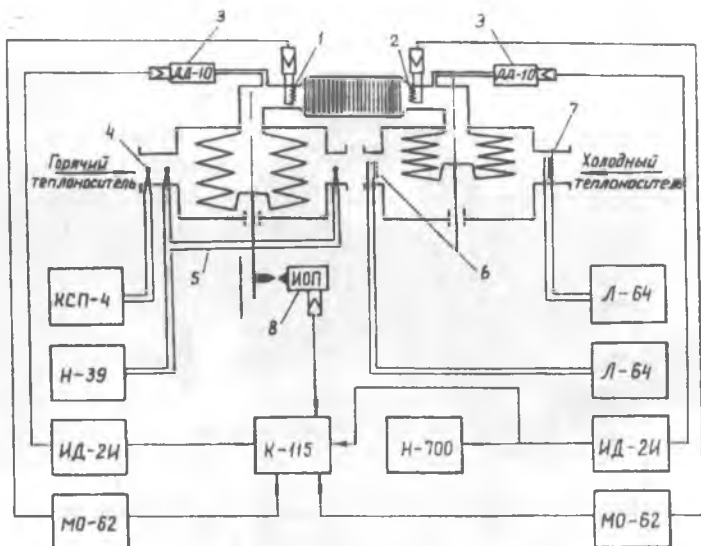


Рис. 4.7. Принципиальная схема препарированного для эксперимента модуля двигателя

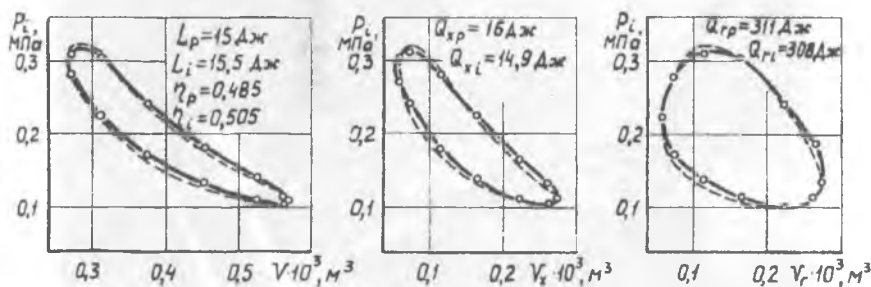


Рис. 4.8. Циклограмма рабочей, холодной и горячей полостей двигателя (расчет и эксперимент)

Другим вариантом СДВПТ был экспериментальный образец двигателя с перепуском рабочего тела, рис. 4.10. На фото рис. 4.11 представлен конструктивный узел холодного сиффона с регенератором. Особенность его заключается в том, что сжатие рабочего тела в крайних холодных полостях (сиффонах) осуществляется за счет перепуска газа более высокого давления из срединной горячей полости.

Изначально термодинамический цикл этого двигателя менее эффективен, чем цикл Стирлинга, однако сиффоны за счет снижения внешней необратимости передачи тепла частично компенсируют недостатки

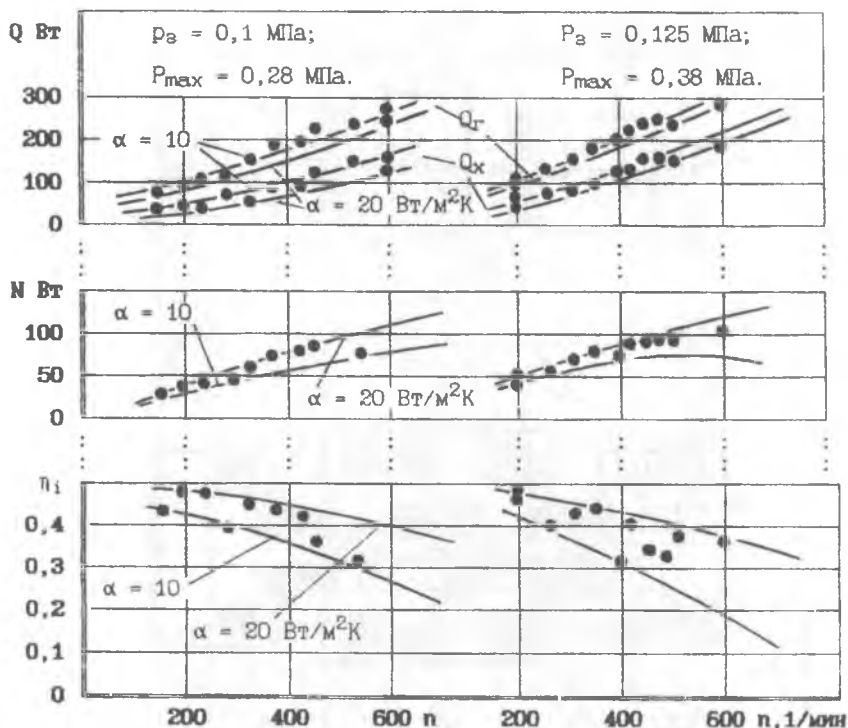


Рис. 4.9. Характеристики цикла СДВПТ

рабочего процесса. Изучение рабочего процесса (рис. 4.12) двигателя с перепуском позволило выявить его особенности и наметить пути реализации более совершенного образца.

Таким образом, эксперименты подтвердили перспективность сильфонов и одновременно позволили выявить ряд проблем и недостатков, что способствовало формированию концепции дальнейших перспектив их использования в энергопроизводящих термомеханических преобразователях.

Так, для достижения большего эффекта от использования сильфонов следует при увеличении размеров сильфонной полости снижать рабочую частоту. Это позволит перейти на жидкостные теплоносители снаружи сильфонов и применять двухфазное рабочее тело в цикле

Все это приведет к увеличению КПД и возможности утилизировать тепло низкопотенциальных источников (геотермальные, вторичные, сбросные,...), что особо важно в энергосбережении и решении экологических проблем.

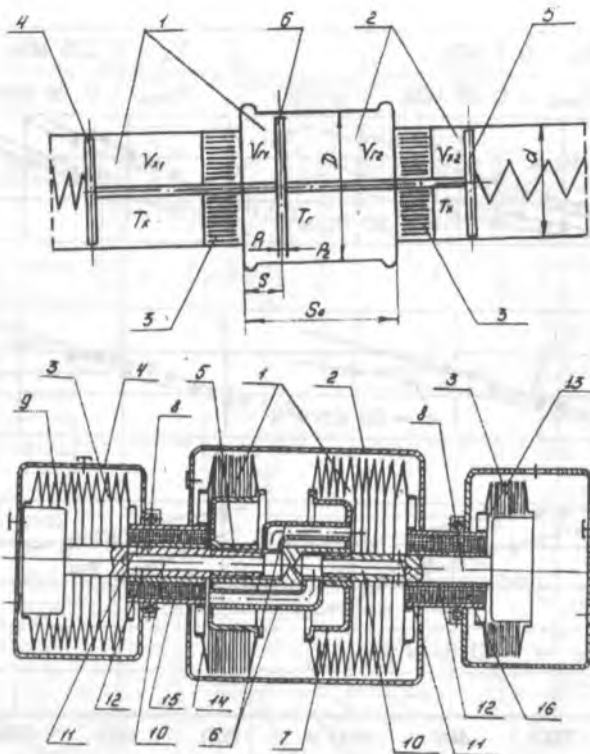


Рис. 4.10. Двигатель внешнего подвода тепла с перепуском рабочего тела (поршневая и сильфонная схемы)

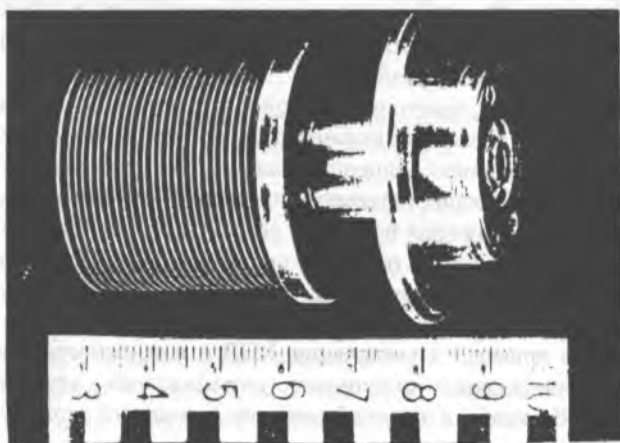


Рис. 4.11. Сборочный узел – "холодной" сильфон-регенератор. СДВПТ с перепуском

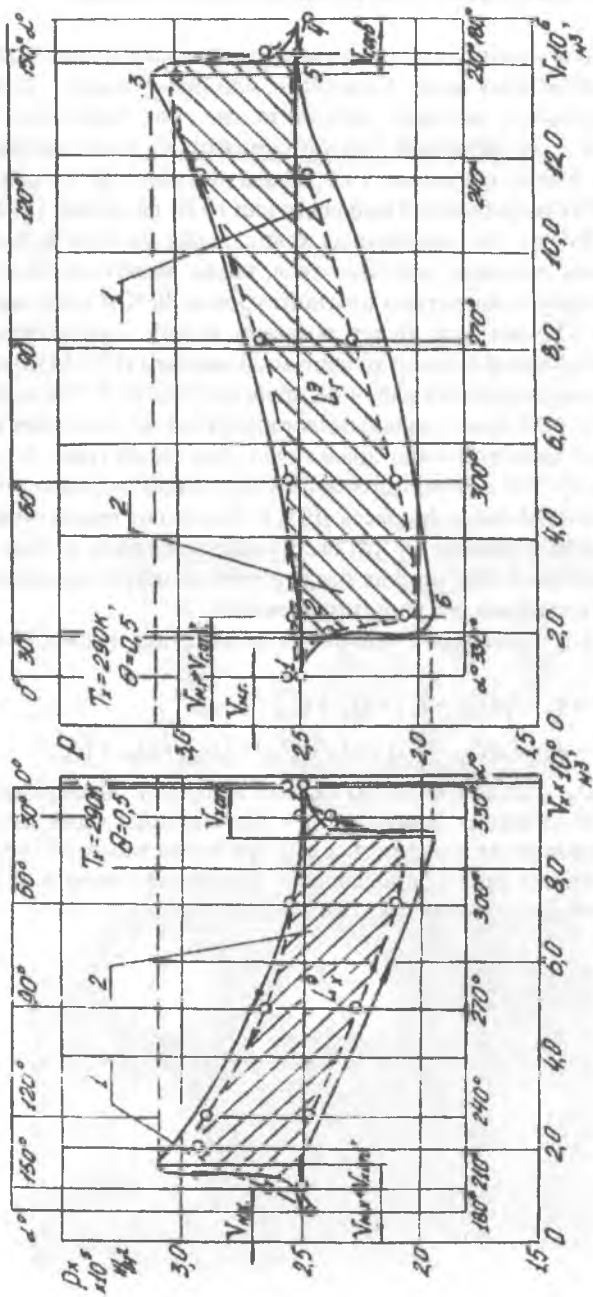


Рис. 4.12. Теоретические и экспериментальные циклограммы горячей и холодной полости. СДВПТ с перепуском

## 4.2. Сильфонная газовая холодильная машина

Использование сильфонов в газовой холодильной машине, работающей по обратному циклу Стирлинга, или иному циклу, также представляет определенный интерес. Действительно, для малогабаритных ГХМ сухое трение и масштабный фактор снижают их термодинамическое совершенство. Так, за получение 1 Вт холода на уровне 80 К приходится "платить" 30 - 50 Вт потребляемой мощности или 10 Вт на уровне 150 К [11].

Очевидно, что сильфонная холодильная машина не может выдерживать такие же давления рабочего тела, какие имеют место в поршневых ГХМ, и поэтому температуры азотного уровня 80 К и ниже могут быть не достижимы. Однако (как будет показано ниже) температурный уровень 150К для сильфонной газовой холодильной машины (СГХМ) вполне реален.

С целью изучения рабочего процесса такой СГХМ на базе сильфонов 35 x 27 x 0,08 была создана малогабаритная холодильная машина, модуль которой конструктивно аналогичен двигателю (рис. 4.5). Расчет характеристик СГХМ осуществлялся по уточненной методике, составленной на базе теории рабочего процесса ДВПТ. Однако от предыдущей методики в энергетическом балансе СГХМ были учтены все виды потерь и перетечек тепла, характерные именно для исследуемой конструкции вплоть до тепла гистерезиса сильфона как упругого элемента.

Так, в уравнениях теплового баланса для горячего и холодного сильфона

$$Q_z = k_z \cdot F_c (T_{zn} - T_z) + Q_p + Q_{pn}, \quad (4.4)$$

$$Q_x = k_x \cdot F_c (T_{xn} - T_x) + Q_p + Q_{pn} + Q_{умт} + Q_{из} + Q_{зол} \quad (4.5)$$

учтены  $Q_p$ ,  $Q_{pn}$  - теплопритоки по насадке и корпусу регенератора,  $Q_{умт}$  - теплопритоки по силовому приводу,  $Q_{из}$  - теплопритоки через изоляцию,  $Q_{умт}$  - теплопритоки за счет массопереноса в зазоре штока холодного сильфона и др.

С учетом этих составляющих уравнения энергии в дифференциальной форме будут иметь следующий вид:

$$dm_x > 0,$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_x}{d\tau} = & \left( \frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{d\tau} + \frac{1}{V_x} \cdot \frac{dV_x}{d\tau} \right) \cdot T_x - \\ & - \left[ \frac{dV_x}{V_x} + \frac{dP}{k \cdot P} - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{k_x \cdot F_c \cdot T_{zn} + Q_p}{P \cdot V_x} + \frac{Q_{pn} + Q_{умт} + Q_{зол}}{P V_x} + \frac{dP}{d\tau} \cdot \frac{1}{P} + \frac{1}{V_x} \cdot \frac{dV_x}{d\tau} \right] \times \\ & \times \frac{T_x^2}{T_{px}} - \frac{k_x \cdot F_c \cdot (k-1)}{k \cdot P \cdot V_x} \cdot \frac{T_x^3}{T_{px}}; \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$dm_x < 0,$$

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{k-1}{k} \left[ \left( \frac{k_x \cdot F_c \cdot T_{zn} + Q_{pn} + Q_p + Q_{умт} + Q_{зол}}{P \cdot V_x} + \frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{d\tau} \right) \cdot T_x - \frac{k_x \cdot F_c}{P \cdot V_x} \cdot T_x^2 \right]; \quad (4.7)$$



$$\begin{aligned}
 & dm_2 > 0, \\
 & \frac{dT}{d\tau} = \left( \frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{d\tau} + \frac{1}{V_2} \cdot \frac{dV_2}{d\tau} \right) \cdot T_2 - \\
 & - \left[ \frac{dV_2}{V_2} + \frac{dP}{k \cdot P} - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{(k_2 \cdot F_c \cdot T_{2H} - Q_p - Q_{ph})}{P \cdot V_2} + \frac{dP}{d\tau} \cdot \frac{1}{P} + \frac{1}{V_2} \cdot \frac{dV_2}{d\tau} \right] \times \\
 & \times \frac{T_x^2}{T_{px}} - \frac{k_x \cdot F_c (k-1)}{k \cdot P \cdot V_x} \cdot \frac{T_x^3}{T_{px}}; \quad (4.8)
 \end{aligned}$$

$dm_2 < 0,$

$$\frac{dT_2}{d\tau} = \frac{k-1}{k} \left[ \left( \frac{k_2 \cdot F_c \cdot T_{2H} - Q_p - Q_{ph}}{P \cdot V_2} + \frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{d\tau} \right) \cdot T_2 - \frac{k_2 \cdot F_c \cdot T_2^2}{P \cdot V_2} \right]; \quad (4.9)$$

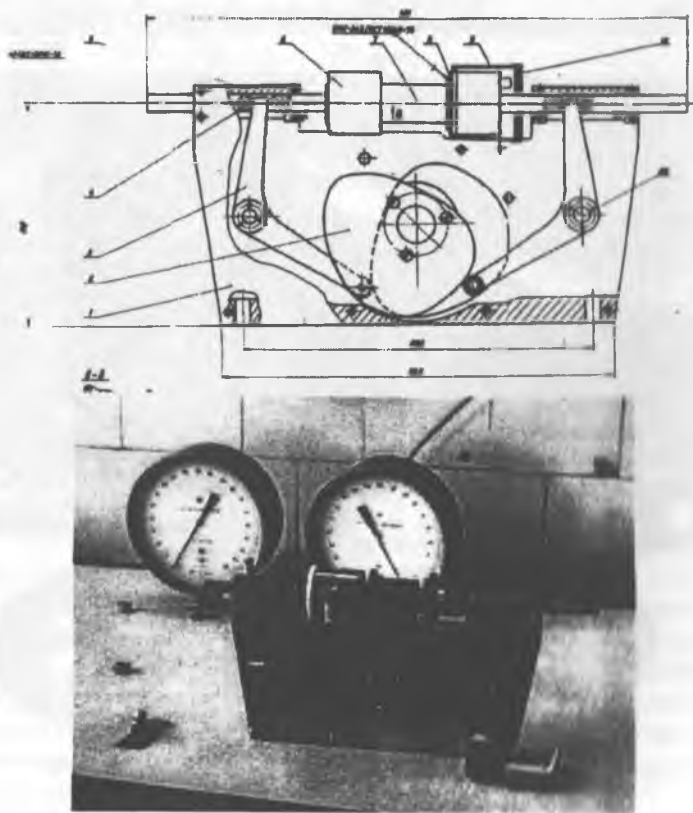


Рис. 4.13. Сильфонная ГХМ с кулачковым приводом

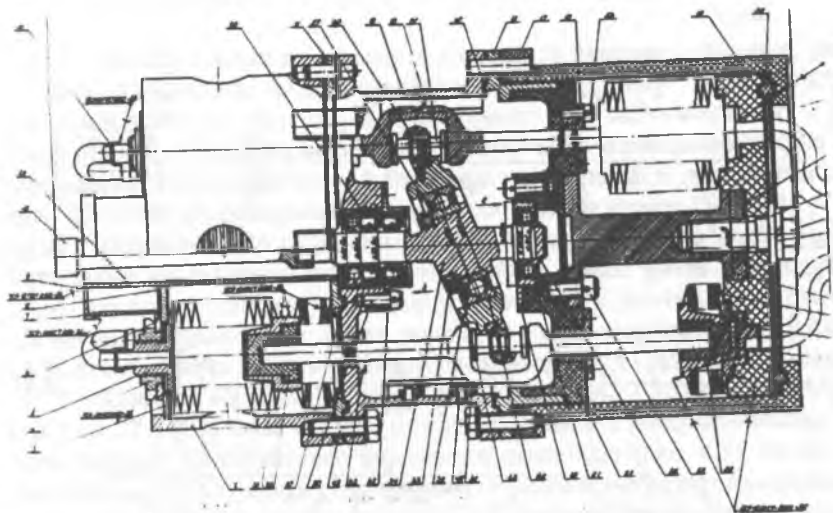


Рис. 4.14. Четырехмодульная СГХМ с приводом "косая шайба"

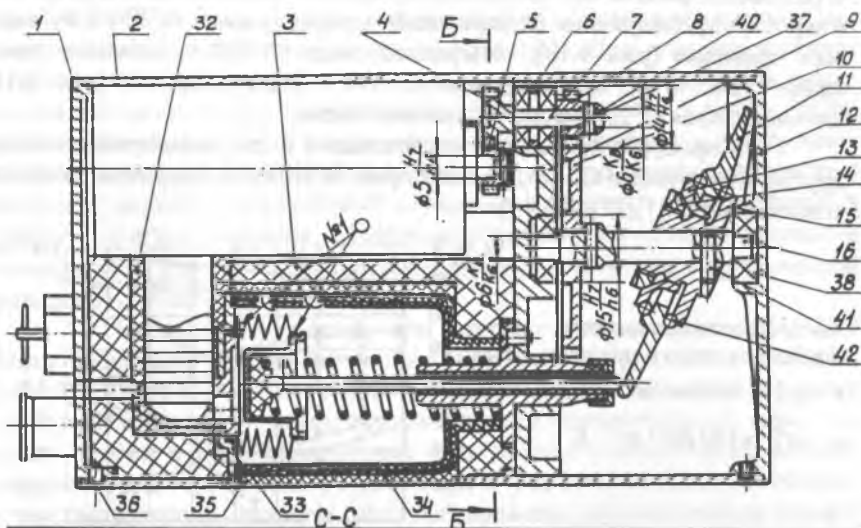
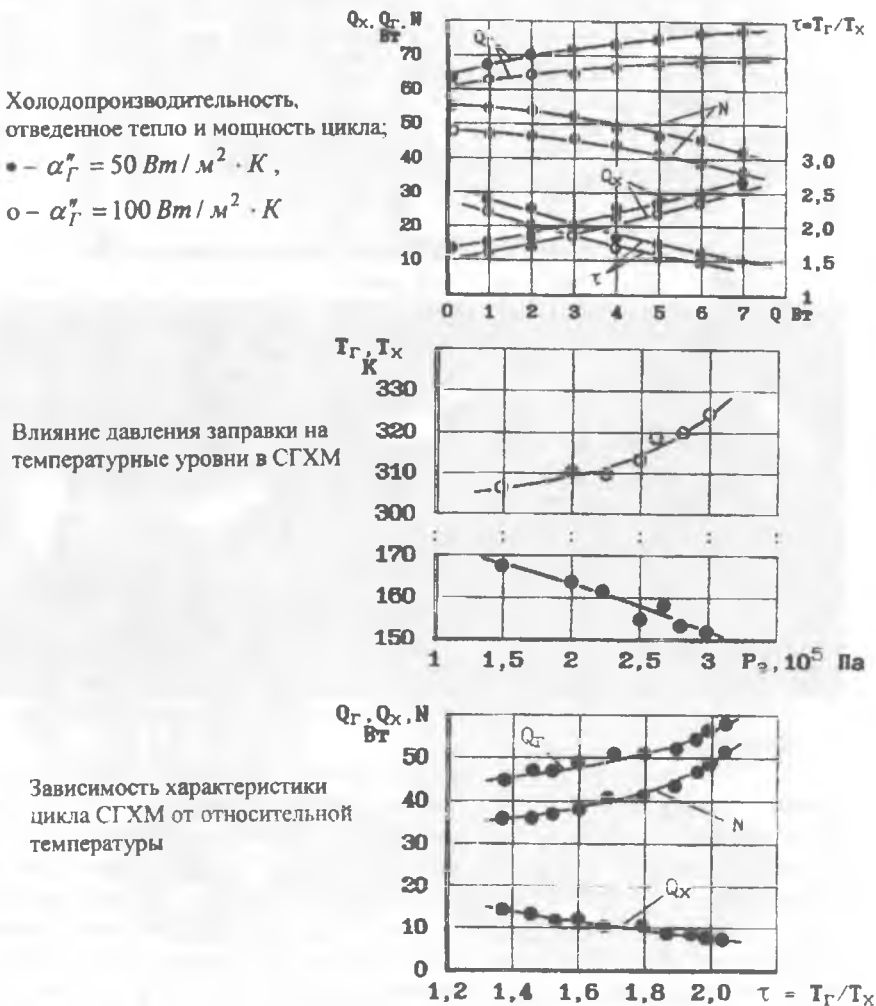


Рис. 4.15. Одномодульная СГХМ с приводом "косая шайба"

Эти уравнения аналогичны по структуре (4.2, 4.3), но полнее учитывают теплопритоки и потери, что особо важно для микроГХМ. Так же, как и для двигателя, коэффициенты теплопередачи для холодного  $k_x$  и горячего  $k_g$  сильфонов вводятся в расчет отдельной подпрограммой как текущие параметры, подсчитанные с учетом временных изменений температуры и давления в каждой полости. Тепло гистерезиса (внутреннего трения сильфона как упругого элемента) определялось расчетным путем с учетом жесткости сильфона и свойств материала (36НХТЮ) и температуры. Это тепло на уровне температуры 150...200 К составляло величину порядка 0,4...0,45 Вт и учитывалось как дополнительная тепловая нагрузка.

В результате работы над холодильной машиной были созданы и испытаны микроСГХМ следующих модификаций: одномодульная СГХМ с кулачковым приводом (рис. 4.13); четырехмодульная СГХМ с приводом "косая шайба" (рис. 4.14); одномодульная СГХМ с "косой шайбой" (рис. 4.15); двухмодульная СГХМ рядно-оппозитной схемы.

В процессе проведения исследований были разработаны также и другие конструкции СГХМ, на некоторые из которых получены авторские свидетельства: [1], [2], [3], [4].



На рис. 4.16 представлен ряд характеристик, относящихся к модулю СГХМ, из которых следует, что оптимальным давлением заправки исследуемой СГХМ является уровень  $P_3 = 0,3$  МПа. При этом при температуре термостатирования  $T_x = 150$  К холодопроизводительность по циклу составляет величину  $Q_x = 10$  Вт, индикаторная мощность  $N = 40 - 50$  Вт, полезная нагрузка  $Q_n = 1 - 3$  Вт. Из сравнения расчетных и экспериментальных характеристик СГХМ (рис. 4.17) следует, что физическая модель и методика расчета с достаточной точностью описывают происходящие в рабочем контуре процессы. Степень соответствия расчетной методики и эксперимента составляет 6% по температуре  $T_x$  и 15% – по энергетической холодопроизводительности.

С целью подтверждения идеи авторского свидетельства №1177610 были проведены экспериментальные исследования резонансной СГХМ, рис. 4.18 (работающий по обратному циклу аналог свободнопоршневого двигателя Стирлинга). Здесь внешний привод осуществляется только на один сильфон, а деформация и сдвиг фазы второго обеспечивается инерционным воздействием массы регенератора в условиях резонанса. Особенностью такой машины является "жесткая" привязка упругих свойств сильфона и давления заправки (причем последнее в свою очередь определяет жесткость сильфона по давлению) к частоте.

Недостатком такой машины является тот факт, что холодным контуром является незакрепленный сильфон, а это исключает контактный теплосъем с объекта охлаждения.

Испытанные СГХМ имели ограниченный (10 – 50 часов) ресурс, что предполагает одноразовое использование машины или ее модуля. Для военных

целей это бывает приемлемо. В представленном виде такие СГХМ предпочтительно применять в качестве подсистемы в каскаде предварительного охлаждения, например термоэлектрического охладителя.

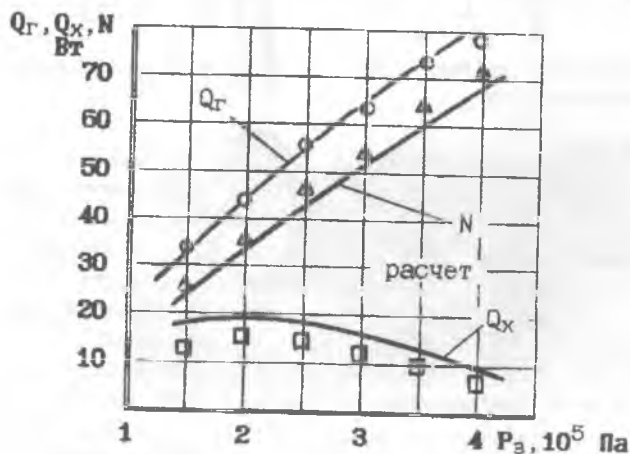


Рис. 4.17. Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик СГХМ

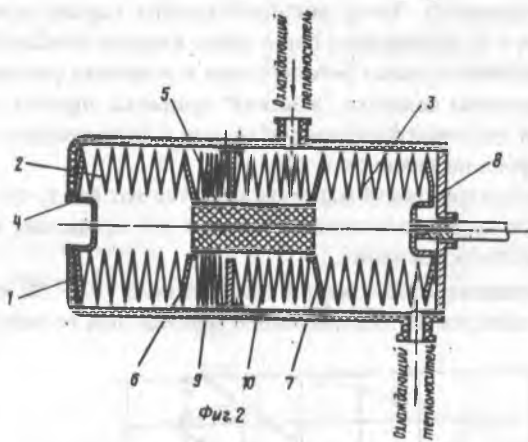
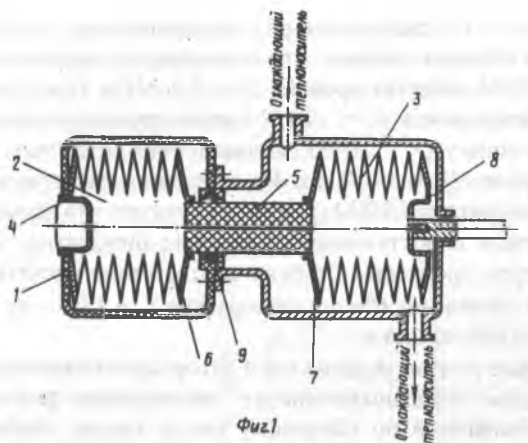


Рис. 4.18. Резонансная СГХМ, а.с. 1177610

Дальнейшее совершенствование сильфонных ГХМ может идти по пути увеличения циклоустойкости сильфона и совершенствования тепловой защиты холодной полости.

Результаты работы и накопленный опыт с СГХМ позволили предложить ряд конструкций. Так, в а.с. 1601475 (рис. 4.19) холодный сиффон расположен внутри другого сиффона, а пространство между ними вакууируется. Это мероприятие позволяет понизить температуру термостатирования на 20 - 30 К (подтверждено экспериментом).

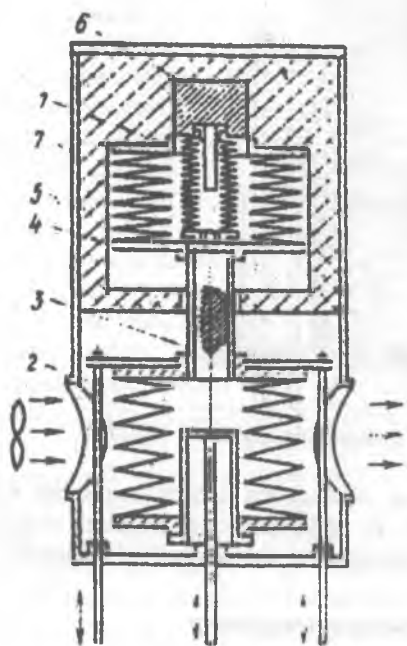


Рис. 4.19. Сиффонная ГХМ, а.с. 1601475

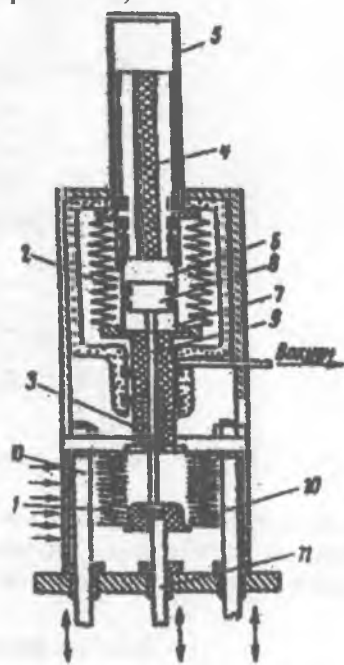


Рис. 4.20. Сиффонно-поршневая двухступенчатая ГХМ, а.с. 1651054

Достижение более низких температур возможно в случае реализации двухкаскадной сиффонно-поршневой ГХМ (рис. 4.20) а.с.1651054, или выполненной по такой же идее двухступенчатой машины. В поршневых полостях удаление зоны уплотнений от головки цилиндра, исключение тепла гистерезиса и наличие стационарной вакуумной изоляции обеспечивают поставленную цель.

На базе сиффонов возможно также реализовать теплоиспользующую холодильную машину, работающую по циклу Волюме (рис. 4.21), а.с. 1222991. Здесь давление от рабочего тела не выводится через силовое воздействие на механизм привода, поэтому последний имеет затраты энергии только на трение, и его задача осуществлять деформации горячего, теплого и холодного сиффонов в соответствующих рабочему процессу фазах. Энергия в цикл извне подводится к рабочему телу в виде тепла от

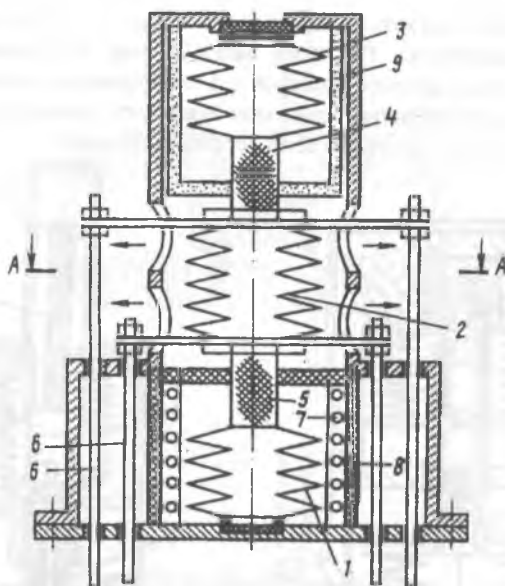


Рис. 4.21. Теплоиспользующая сифонная ГХМ, а.с. 1222991

нагревателя. Причем, если в качестве последнего использовать сам сифон (см. эксперимент в разделе 2.2), то эффективность подвода тепла заметно повышается, что приводит к улучшению характеристик машины.

### 4.3. Сифонный микрокомпрессор

Особое практическое значение представляет создание сифонного компрессора. Известные преимущества сифонной рабочей полости обеспечивают чистоту рабочего тела, герметичность контура, хороший теплосъем в процессе сжатия. Эти качества компрессора необходимы как для чистых технологий (медицина, фармацевтика, биология, научные исследования и др.), так и для замкнутых дроссельных систем охлаждения.

Выпускаемые отечественной промышленностью "чистые" компрессоры как правило бывают двух типов: поршневые компрессоры сухого трения и мембранные [6, 11]. Такие компрессоры часто не могут удовлетворить современным требованиям по надежности, вибрациям, шуму и это объективно, так как, к примеру, за габариты и массу приходится "платить" ресурсом и децибелами шума.

Применение сифона в качестве рабочей полости в условиях гидрпривода (по аналогии с мембранным) кроме перечисленных выше преимуществ дает возможность получить низкочастотный компрессор с весь-



ма совершенным рабочим процессом. Действительно, при заданной производительности по сравнению с мембранным сильфонный компрессор может иметь частоту рабочего процесса (в первом приближении) в число раз  $N_c$  (количество секций сильфона) меньшую, чем у мембранного прототипа.

В условиях гидропривода и малой частоты теплосъем с сильфона внутри камеры с капельно-жидким теплоносителем обеспечивает малое значение показателя политропы процесса сжатия и приближает компрессор к изотермическому. Разгруженность сильфона от перепада давлений, а также отсутствие жесткой механической связи с приводом гарантирует его максимальную циклоустойкость. Уменьшение частоты на порядок и более снижает потери в гидроприводе. Если учесть, что в мембранном компрессоре гидравлические потери составляют 36% от всех видов потерь [11], которые в свою очередь потребляют 30% подводимой мощности, то только за счет снижения потерь в гидроприводе следует ожидать повышения экономичности компрессора на 10 - 20%.

На основании этих предпосылок были проведены расчетно-теоретические и экспериментальные исследования [13, 14, 15, 16, 17, 19] в направлении создания сильфонного микрокомпрессора (СМК) с гидроприводом, патент (положительное решение по заявке 4826762, 1993 г.).

На рис. 4.22 представлена конструкция двухступенчатого СМК, особенности которого заключаются в том, что, во-первых, он выполнен двухмодульным, а, во-вторых, диаметры плунжеров выполнены равными диаметрам эффективной площади каждого из сильфонов. Первое позволяет при работе механизма СМК сохранять постоянным объем картерной полости, что очень важно для заполнения последней маслом, второе гарантирует отсутствие перепада давления на сильфоне.

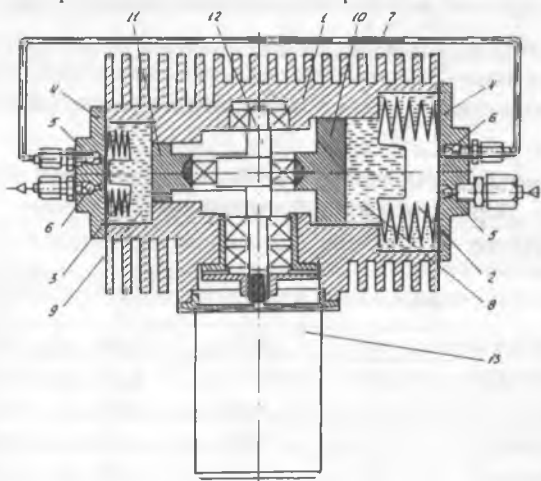


Рис. 4.22. Двухступенчатый сильфонный микрокомпрессор с гидроприводом

Результаты исследований по теплообмену и гидравлическим сопротивлениям на сильфоне подробно представлены в предыдущих главах. Здесь же приводятся сведения о рабочем процессе и характеристиках СМК. Экспериментальные исследования проводились на установке (рис.3.15) с сильфонами двух типоразмеров: 70 x 47 x (2 x 0,08) и 70 x 18 x (2 x 0,08) первой и второй ступени соответственно (фото рис. 4.23). Индикация рабочей полости позволила получить цикл и индикаторные характеристики рабочего процесса в диапазоне частот до 10 Гц. Потери в гидравлической камере определялись индикацией гидравлической полости. Производительность в зависимости от давления нагнетания определялась термодинамическим методом по наполнению баллона. Механические потери оценивались прокруткой привода СМК без сильфона и жидкости в камере.

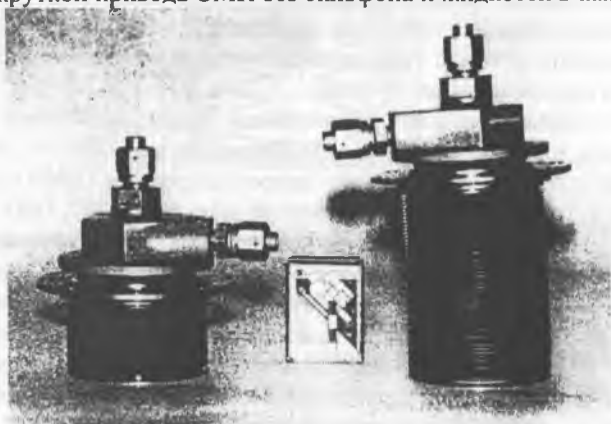


Рис. 4.23. Сильфонные рабочие полости первой и второй ступени компрессора

Ресурсно выгодным был выбран диапазон частот до 5 Гц (300 л/мин). Для этих частот были получены характеристики по производительности и индикаторной мощности рис. (4.24), коэффициентам подачи (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Коэффициенты подачи первой и второй ступеней СМК в сравнении с поршневым и мембранным компрессорами

Тип компрессора	Ступень	Значения коэффициента подачи $\lambda$ при степени повышения давления $\epsilon$			
		2	3	4	5
Поршневой	1	0,74	0,64	0,53	0,30
Мембранный	1	0,52	0,52	0,51	0,49
Сильфонный	1	0,93	0,88	0,83	0,73
Поршневой	2	0,67	0,55	0,42	0,17
Мембранный	2	0,47	0,45	0,42	0,35
Сильфонный	2	0,89	0,76	0,60	0,2

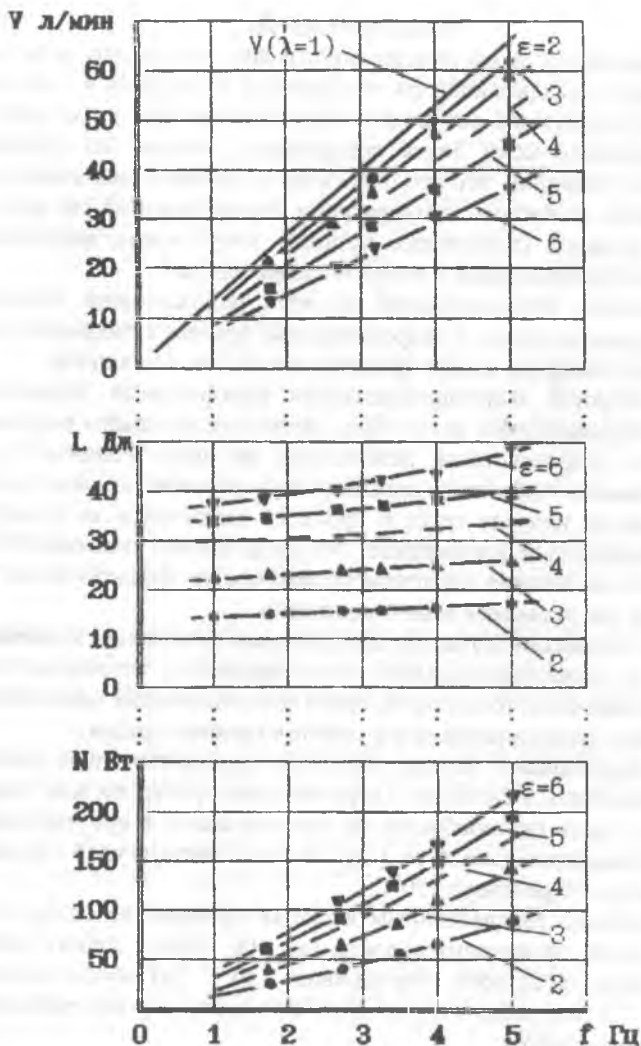


Рис. 4.24. Производительность, работа цикла и индикаторная мощность первой ступени сильфонного микрокомпрессора (СМК) (сильфон 70x40, ход – 80 мм)

Анализ характеристик показал, что при производительности до 60 л/мин, частоте привода до 5 Гц и общей степени повышения давления в двух ступенях  $\epsilon = 25$  преимущества СМК проявляются в следующем: увеличении коэффициента подачи на 10%, снижении эффективной мощности на 30-50% по сравнению с поршневым и в два раза по сравнению с мембранным, достижении изотермического КПД = 0,8...0,9.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенные в настоящей монографии результаты исследований по применению складывающихся мембранных сифонов в термомеханических преобразователях различных типов показывают возможность создания термодинамически более совершенных машин по сравнению с поршневыми. Очевидно, что это относится не ко всем диапазонам режимных параметров по частоте, температурам, давлениям и др., но для определенных их уровней сифонные машины могут иметь характеристики, максимально приближенные к теоретическим циклам.

Особенно перспективным является использование сифонов в низкооборотных машинах с гидроприводом, причем в гидравлической камере снаружи сифона может применяться сам теплоноситель.

В качестве энергопроизводящих сифонными термомеханическими преобразователями могут быть двигатели внешнего подвода тепла (Стирлинг) и энергосистемы, работающие по циклу Ренкина. Причем в последних замена турбинного детандера сифонным позволит за счет непосредственного подвода тепла в процессе реализовать не адиабатное, а почти изотермическое расширение. Это существенно повышает КПД цикла, что с учетом влияния масштабного фактора на эффективность турбины особо важно для установок малой мощности.

Все это весьма актуально для проблемы утилизации вторичных энергоресурсов и низкопотенциального тепла природных источников (сбросное тепло хвостовой части топки котла, тепло технологических процессов, геотермальное тепло, использование тепла океана и соляных прудов).

В холодильной технике наиболее предпочтительно сифонные машины применять в системах с ограниченным ресурсом или одноразового действия. Здесь целесообразно их использование в микроохладителях с холодопроизводительностью от 1 до 50 Вт и температурой термостатирования от минус 50 до минус 150<sup>o</sup>C.

Наиболее перспективным является применение сифона в компрессоре малой производительности (до 100 л/мин). Работа сифона в условиях низкочастотного гидропривода (до 5 Гц) обеспечивает ресурс порядка 2 ... 5 тыс. часов с почти вдвое меньшим энергопотреблением, чем у мембранного аналога.

Большой ход мембранных сифонов, полная герметичность и высокостабильные характеристики по механической жесткости и перестановочной силе делают его незаменимым в термопневмоприводах, которые могут применяться в наземных и бортовых системах авиационно-космической техники.

Применение сифонов как рабочих полостей является новым, перспективным техническим направлением и будет способствовать заполнению ряда масштабных и параметрических "ниш" в малой энергетике, энергосбережении, экологии, природопользовании.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. 1601475 СССР, МКИ F 25 В 9/00. Газовая холодильная машина /Довгялло А.И., Белозерцев В.Н., Кузькин В.И., Великанов А.Г. №4605083/23-06; Заявл. 15.11.88; Оpubл. 23.10.90, Бюл. № 39.
2. А.с. 1651054 СССР, МКИ F 25 В 9/00. Двухкаскадная газовая холодильная машина /Довгялло А.И., Белозерцев В.Н. и др. - № 4647818/06; Заявл. 06.02.89; Оpubл. 23.05.91. Бюл. N 19.
3. А.с. 1177610 СССР, МКИ F 25 В 9/00. Газовая холодильная машина /Довгялло А.И., Белозерцев В.Н. и др. - № 3739589/23 - 06; Заявл. 07.05.84; Оpubл. 07.09.85. Бюл. № 33.
4. А.с. 1222991 СССР, МКИ F 25 В 9/00. Теплоиспользующая газовая холодильная машина / Довгялло А.И., Белозерцев В.Н. и др. - №3808232/23-06; Заявл. 31.10.84; Оpubл. 07.04.86. Бюл. № 13.
5. А.с. 855241 СССР, МКИ F 02 G 1/04. Двигатель с внешним подводом теплоты / Довгялло А.И., Меркулов А.П. и др. - № 2831657/ 25-06; Заявл.19.10.79, Оpubл.15.08.81. Бюл. №30.
6. Берошвили Г.Г., Власенко Г.Г., Георгадзе А.О. Новые микрокомпрессоры / Экспр. инф. Сер. ХМ-5. - М.; ЦИНТИХИМнефтемаш, 1979. - № 1. - 6 с.
7. Булдаков В.А., Зверьков Г.Е. Перспективы применения сварных сиффонов в отечественной технике // Арматуростроение. 1977. -С. 65 - 70.
8. Бурцев К.Н. Металлические сиффоны. - М.: Машиностроение, 1963.- 161 с.
9. Вишняков В.И., Павлов К.Б., Романов А.С. Перистальтическое течение неньютоновской вязкой жидкости в щелевом канале // ИФЖ. 1976.- Т. 36. С.499-505.
10. ГОСТ 21754-76. Сиффоны сварные металлические. Технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 1976. - 31 с.
11. Грезин А.К., Зиновьев В.С. Микрокриогенная техника. - М.: Машиностроение, 1977. - 232 с.
12. Довгялло А.И., Меркулов А.И. Внешний теплообмен в складывающемся сиффоне // Тепло- и массообмен в двигателях летательных аппаратов.- Межвуз. сб., Казань. - 1977. - № 1. С.34-40.
13. Довгялло А.И., Иванов А.В., Меркулов А.П. Оценка гидropотерь в сиффонном микрокомпрессоре с гидроприводом / Куйбыш. авиац. ин-т.- Куйбышев. 1984. 5 с. Деп. ЦИНТИХИМнефтемаш, деп. №1151, № 7. С.130.
14. Довгялло А.И., Докторов О.Ю. Экспериментальная методика определения гидropотерь при работе складывающегося мембранного сиффона в гидравлической камере // Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Самара: СГАУ, 1998.- Вып.2. Ч.2. С.220-223.

15. Довгялло А.И., Кузькин В.И., Великанов А.Г. Сравнение теплопередающих поверхностей микрокомпрессоров / Куйбыш. авиац. ин-т. – Куйбышев, 1990. - 8 с. Деп. в ЦИНТИХИМнефтемаш 12.04.90, № 3069.
16. Довгялло А.И., Великанов А.Г., Кузькин В.И. Особенности проектирования компрессоров с сифонными рабочими органами // Высокотемпературная сверхпроводимость. - 1991. - № 3-4. С.67-73.
17. Довгялло А.И., Кузькин В.И. Современное состояние развития сифонных компрессоров и насосов /Самарский аэрокосм. ун-т. – Самара, 1993. 15 с. Деп. в ВИНИТИ, 1993. № 2123-893.
18. Лукачев С.В., Довгялло А.И., Белозерцев В.Н. Термомеханические преобразователи с сифонными рабочими полостями // Проблемы и перспективы развития двигателестроения.- Самара, СГАУ, 1998. - Вып.2, Ч2, С.127-139.
19. Довгялло А.И., Великанов А.Г., Сукчев В.М. Сифонный микрокомпрессор //Ракетно-космическая техника: науч-техн. сб.- Самара,1998. Сер.ХII, Вып.1. С.191-195.
20. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача.- М.: Энергия, 1969.- 440 с.
21. А.Исияма. Фирма "Нихон сиру оу". Сварные сифоны и их эффективное применение // Ж.Юацу сэккей, 1968. - Т.6, № 9.-С.60-64.
22. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям /Под ред. М.О.Штейнберга. -М.: Машиностроение, 1992.- 672 с.
23. Иванов А.В., Наталевич А.С. Неустановившееся движение в гидроприводе сифонного микрокомпрессора // Газодинамика двигателей. - Казань, 1987. -С.40 - 46.
24. Каталог фирмы "Gorman-Rupp industries" // Division of the Gorman-Rupp Company. USA.-1990.
25. Малогабаритный насос фирмы "Никкисо". - "Есуй то хайсуй"// J. Water and Waste, - 1975. - Т.17, №6.- С. 758.
26. Мацкерле Ю. Автомобильные двигатели с воздушным охлаждением. –М.: Машиностроение, 1977. - 232 с.
27. Насос фирмы "Никкисо". - "Есуй то хайсуй" // J. Water and Waste, - 1975. - Т.17, №6.- С.763.
28. Новиков П.А., Любин Л.Я. Гидромеханика щелевых систем. – Минск: Наука и техника, 1988. - 344 с.
29. Орионова А.А., Чавшино Ю.Б. и др. Совершенствование технологии изготовления многослойных металлических сифонов // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1988.- №4.- С.33-34.
30. Поспелов Д.Р. Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. - М.: Машгиз, 1961. - 555 с.

31. Пат. Сильфонный насос с опорным потиводавлением внутри сильфонов. Internelly pressurised bellows pump: Пат. 4981418 США / Kingsford K.A., Chan A.K.; Osmonics, Inc.- № 385855; 1991.
32. Пат. 63369 Германия. Машина для перекачки горячего газа.- 1891.
33. Пат. 3931519.3 ФРГ. Высокопрочный сварной сильфон для насосов высокого давления // J.Dernd, S.Hiens,.. Faltenbalg.-1991.
34. Сильфоны.Расчет и проектирование / Под ред. Л.Е.Андреевой. - М.: Машиностроение, 1975. - 156 с.
35. Сильфонный насос для взятия проб // Powder Met..-35, №1.-с.7. Англ.
36. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга.- М.: Энергия, 1978. - 152 с.
37. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя.- М.: Наука, 1969.-742с.
38. Ярышев Н.А. Теоретические измерения нестационарных температур. - Л.: Энергия, 1967.- 299 с.
39. Bellows constructed of fabrikated diaphragms // Product Engineerings. - 1943.- V.14, № 3.- P.185.
40. Пат. 815193, Holland, Kaltemaschine / J.Kohler, C.Jonkers, W.Stigter, A.Liebe. 1948.
41. Пат. 2252777, France, Cambers compressibles et extensibles, prosede de fabrication et eplication de ces chambres / J. Ferguson.
42. Пат. 2425563, France, Dispositif de pompage d'eiout notamment pour machin alever/ R.Bereison.
43. Пат. 2415213, France, Evacuator par modification volumetriques d'air, gas de toutes natures ou liquides, sous espase ferm / R.Manny.
44. Пат. 2567970, France,Pomp a vide integratemement seche et etenche a mouvement rectiligne de compression alternatif / D.Pottier, R.Leslaire, R.Vullies.
45. Пат. 2607872, France,Pomp a air a faible pression / H.Marx.
46. Пат. 4090618, (США), Adjustable metering pump / H.Hope,S.Hope.

Научное издание

*Довгялло Александр Иванович  
Лукачев Сергей Викторович*

**СИЛЬФОННЫЕ ТЕПЛОВЫЕ, ХОЛОДИЛЬНЫЕ  
И КОМПРИМИРУЮЩИЕ МАШИНЫ**

Редактор Н. С. Купринова  
Техн. редактор Г. А. Усачева  
Корректор Т. И. Щелокова

Лицензия ЛР № 020301 от 30.12.96 г.

Подписано в печать 10.06.98 г. Формат 60x84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5,6. Усл. кр.-отт. 5,7. Уч.-изд.л. 6,0.

Гираж 200 экз. Заказ 70.

Самарский государственный аэрокосмический  
университет им. академика С. П. Королева.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

---

ИПО Самарского государственного  
аэрокосмического университета.  
443001 Самара, ул. Молодогвардейская, 151.